

水力机械及工程设计

主编 宋文武

副主编 乔杰伦 林其玉

主审 梁振华

重庆大学出版社

内 容 提 要

本书详细介绍了水力机械(水轮机、水泵)及其相关工程的设计基本理论、设计方法及设计步骤,主要内容包括水轮机的选型设计、叶片泵的选型设计、蜗壳水力设计、导水机构运动图的绘制、混流式水轮机和轴流式水轮机转轮叶片的水力设计、水力机械典型零部件的加工工艺设计,以及水电站电气设备的选型设计、调节保证计算、水电站厂房布置设计和利用计算机进行辅助设计等内容。

本书可作为普通高等院校热能与动力工程专业(水力机械及工程、水利水电力工程等专业方向)的课程设计及毕业设计指导用书,还可作为从事水轮机、水泵设计、制造、运行管理以及水电站、水泵站选型设计等方面的工程技术人员参考用书。

摇摇图书在版编目(CIP)数据

摇摇水力机械及工程设计 宋文武主编 重庆:重庆大学出版社, 2009.10

摇摇陈星亮陈红梅陈长惠

摇摇I 水力机械—机械设计

摇摇IV 水力机械

摇摇中国版本图书馆CIP数据核字(2009)第150000号

水力机械及工程设计

主 编 宋文武

副主编 乔杰伦 林其玉

主 审 梁振华

责任编辑 陈红梅 郭一之 摇板式设计 李长惠 陈红梅

责任校对 任卓惠 摇摇摇摇摇摇责任印制 秦梅梅 摇摇摇摇

*

重庆大学出版社出版发行

出版人 张鸽盛

社址 重庆市沙坪坝正街 房屋号 重庆大学(粤区)内

邮编 400018

电话:(023)2525978 2525979

传真:(023)2525978 2525979

网址: <http://www.cqup.com.cn>

邮箱: zhanggs@cqup.com.cn (市场营销部)

全国新华书店经销

重庆科情印务有限公司印刷

*

开本 787mm×1092mm 1/16 印张 15.5 字数 360千字

2009年 10月第 1 版 2009年 10月第 1 次印刷

印数 1—5000

陈星亮陈红梅陈长惠 定价 40.00元

本书如有印刷、装订等质量问题,本社负责调换
版权所有,请勿擅自翻印和用本书
制作各类出版物及配套用书,违者必究。

摇

序

摇摇本人从事水轮机研究设计和新产品开发工作已有 35 年的历程,期间根据工作需要从事过清水泵、水轮泵、无轴封泵和容积泵等产品的设计工作。由于一直在科研单位工作,经常与水电设备制造厂、水电站、高等院校和水电管理部门有工作联系,因此深感水力机械教材(内容包括基础理论、资料、科研成果、现场试验数据等)对从事水力机械研究设计人员、运行操作人员的重要性;对在校学生和刚步入工作岗位的从业人员来说,能有一本全面且系统介绍最新科研成果和工程设计的教材,更是必要的。《水力机械及工程设计》一书正是从水轮机、水泵基础理论出发,系统地讲解了转轮和叶轮及其过流部分的水力计算、参数选择要点、主要公式推导等内容,对各类水轮机、水泵的典型部件结构及水力设计做了介绍,为读者对水轮机、水泵的基础知识的掌握奠定了基础;本书还对产品主要零部件加工工艺做了分析介绍,这是掌握了水力计算、产品主要结构之后应该了解的必备知识。相信这本教材的出版,将有益于阅读该书的广大读者,对我国水电设备事业的发展起到推动作用。

建国 30 年来,我国的水轮机和水电设备研究设计和制造业经历了从无到有、从小到大、从性能一般水平跨入世界先进行列的过程。

20 世纪 50 年代初,我国全面引进前苏联各型水轮机转轮系列和利用美、英、日等国家 20—30 年代的转轮资料,进行设计与制造。由于这些转轮性能偏低,适应性差,加之制造经验少,故质量较差,运行事故多,常常需要停机检修。

在 20 世纪 70 年代,随着水电事业的发展,一些水电设备制造厂结合电站特点和已制造的产品在运行中出现的问题,对不少转轮进行修型改造与完善,刚刚组建的科研设计单位和高等院校也开始了新转轮的开发工作。

1978 年由原一机部和水利电力部联合颁布了《大中型混流式和轴流式水轮机转轮参数的暂行系列型谱》,这是我国首次提出的转轮型谱,即使有这样或那样的不足,经过多个单位部门改进完善后,纷纷被采纳,对当时的水电设备制造业的发展有着巨大的促进作用。

进入 20 世纪 80 年代后期,随着改革开放的深入,兴建了大量各种水力参数的大中型水电站,单机容量也越来越大,原有的“型谱”已无法满足设计要求。在新的形势下,我国仿照国外通常做法——实行“招投标竞争选型”和“采购”的办法,先后引进国外先进水电设备,建成并投产了一批各种型号机组的水电站——高水头多泥沙鲁布革混流式机组水电站、高水头大容量轴流式机组水口电站、灯泡贯流式机组马迹塘水电站、可逆式水泵水轮机抽水蓄能机组广蓄

一期水电站等。与此同时,国内科研单位和制造厂建立了五座具有国际先进水平的水轮机实验室,试验综合精度在 $0.001\% \sim 0.002\%$ 之间,并开发出一批水轮机和水泵水轮机模型转轮,为水轮机的优化选择提供了大量资料。

20世纪70年代后期至20世纪初期,我国水轮机和水电设备科研设计制造水平走向成熟,步入世界先进水平行列,对国内外大型电站,我国可以独立投标或与国外厂商联合投标竞争。对于混流式机组,我们已制造了单机容量为 $1000 \sim 10000$ kW等多种型号产品,其中长江三峡电站混流式机组最高水头为 175 m,转轮直径为 100 m,真机效率达 92% ,不久将开发出单机容量为 $700 \sim 1000$ kW的机组,成为世界上单机容量最大的机组。我国早在1956年就制造出轴流式水轮发电机组,其转轮直径为 100 m,单机容量为 1000 kW,是当今世界上转轮直径最大的水轮机。另外,我国正在制造单机容量为 10000 kW的贯流式机组。我国已经制造出最高水头为 1000 m的水斗式水轮机,并成功应用于广西天湖电站。单机容量为 1000 kW的抽水蓄能机组已经批量生产。

当前,我国水轮机模型转轮性能情况,最高效率低于国外 $0.001\% \sim 0.002\%$,空化性能和压力脉动与国外差距在缩小;在结构方面,吸取国外先进可靠的转轮密封、主轴密封、新型导水机构、摩擦传递扭矩、筒型阀等;在工艺材料方面,大型转轮叶片采用数控加工、堆焊抗磨层,过流部件广泛采用高强度耐磨蚀的不锈钢材料。

与大型机组配套的附属设备,借鉴了国外先进技术和计算机应用技术,已研究出高精度、高可靠性的励磁装置、调速器、进水阀、自动化元件等,对水电站实现远程监控无人值班自动运行提供了可靠的保证,远距离、大容量,并实现了超高压(500 kV)或直流输变电系统。

中小型水电工程和水电设备制造业,这些年更是飞速发展。中小型水电工程的装机容量已占整个水电装机的 $10\% \sim 15\%$,它们不仅为国家提供了廉价的电力,还为我国的水电设备技术和制造业提供了宝贵的资料、经验和可借鉴的教训。目前,我国中小型水电设备、泵类产品已经大批量出口,占我国机电设备出口的重要地位。泵类产品应用已经覆盖国民经济的各个部门,大到各类火电(核电)工程的重要供水系统、农业提灌排灌用水、城市供水设施等,小到家用电器,到处都有泵的贡献;甚至航天飞机、宇宙飞船、原子反应堆,泵都是关键设备之一,因此水力机械的发展任重而道远。水力发电是清洁、无污染、可再生、运行成本低、效益高、对生态环境影响最小的能源。我国水电资源丰富,理论蕴藏量达 2000 亿 kW,年发电量为 2000 亿 kW·h,技术可开发容量为 2000 亿 kW,经济可开发容量为 1000 亿 kW,蕴藏量和可开发容量均居世界首位。到2000年底,水电装机容量达 1000 亿 kW,2005年为 1500 亿 kW,2010年为 2000 亿 kW,抽水蓄能电站装机容量在上述时间将分别达到 1000 亿 kW、 2000 亿 kW、 3000 亿 kW,届时我国不但是水电资源蕴藏量大国,也是水电资源开发大国;同时,水力发电在电力系统所占比例也在逐年增加,可基本满足我国经济建设和人民生活的需要。

《水力机械及工程设计》一书凝聚着宋文武教授和参编者多年教学、科研和管理的耕耘成果,是一本实用性较强的好教材,也是步入社会从业人员工作中的一把钥匙。相信《水力机械及工程设计》一书中的丰富知识,将长久滴滴在水电建设和机电制造业的长河里,给勤奋攀登高峰的人以润物无声的芬芳。

宋文武
主编

摇

前摇言

摇摇现代电力工业中,绝大部分发电量是由叶片式流体机械承担的,所以水力机械(水轮机、水泵)在国民经济中的地位和作用是非常重要的。我国水力资源非常丰富,水能又是清洁能源,开发水能是实现可持续发展战略的重要条件。目前,我国水力机械事业的发展与世界发达国家还有一定差距,因此在开发、设计、制造、运行管理及人才培养等方面,还需加倍努力。由于水力机械设计和研究方法在不断更新,设计、制造、运行与管理部门及高等院校对该方面资料、文献的需求,正是组织编写此书的初衷。该书的出版,对我国水力机械事业的发展具有一定的推动作用。

本书根据水力机械及工程、水利水电动力工程等专业的教学要求(即在学习完“水轮机原理及水力设计”、“水力机械强度计算”、“水轮机调节及辅助设备”等课程之后,应进行专业课程设计,以加强理论联系实际,更好地掌握本专业的设计思想、设计方法及设计步骤),针对现行使用教材的特点,以指导学生更好地完成专业课程设计和毕业设计内容为目标,我们组织编写了这本教材。本书内容包括水轮机的选型设计、叶片泵的选型设计、蜗壳水力设计、导水机构运动图的绘制、混流式和轴流式转轮叶片的水力设计、典型零部件的加工工艺设计,以及水电站电气设备的选型设计、水轮机的调节保证计算、辅助设备系统设计和电站厂房布置设计等。

本书以设计的基本方法、基本步骤为主,介绍了水力机械及工程中的一般设计过程;书中还针对现代设计的需要,介绍了利用计算机进行辅助设计知识。本书从水力机械(水轮机、水泵)的原理出发,分别对不同的水力机械设计、零部件的加工工艺设计及电站工程的具体运用等进行了介绍,这是本书最突出的特点;同时,本书基本概念陈述准确,语言通俗易懂,内容翔实可靠。

本书可作为水力机械及工程、水利水电动力工程专业本科学生在学习完相关专业课程后,进行专业课程设计及毕业设计时的参考用书,也可作为相关工程技术人员的参考用书。

本书由西华大学宋文武教授主编。全书共分 10 章,其中第 1~3 章、第 5 章由宋文武教授和四川金鼎益明建设集团董事长乔杰伦共同编写;第 4 章由西华大学林其玉编写;第 6 章由西华大学王桃编写;第 7 章、第 8 章由西华大学符杰和四川金源水轮机制造有限公司董事长喻华全共同编写。

全书由四川省机械研究设计院教授级高级工程师梁振华主审。西华大学能源与环境学院刘小兵教授也对该书进行了审阅,并提出宝贵意见。

本书得到四川省精品课程——“流体机械原理及结构”建设基金的资助。

本书在编写过程中,查阅和引用了大量的参考文献,在此对这些文献的原作者表示衷心的感谢。

由于编者水平有限,书中难免会存在错误,敬请读者批评、指正。

编者
2014 年 10 月

摇

目摇录

员摇水力机械的选型设计	员
员摇概述	员
员摇水力机械产品的标准化与系列化	缘
员摇水力机械的系列型谱	远
员摇水轮机的选型设计	员猿
员摇叶片泵的选型设计	猿圆
圆摇水轮机蜗壳的水力设计	猿远
圆摇蜗壳类型及主要参数的选择	猿远
圆摇金属蜗壳的水力设计计算	猿苑
圆摇混凝土蜗壳的水力设计计算	源圆
猿摇水轮机导水机构运动图的绘制	源缘
猿摇径向式导水机构的几何参数选择	源缘
猿摇导水机构结构设计的基本要求	源苑
猿摇径向式导水机构运动图的绘制	源忽
猿摇径向式导水机构运动图的计算机绘制	源圆
源摇径流式水力机械转轮(叶轮)的水力设计	缘苑
源摇概述	缘苑
源摇混流式水轮机转轮基本设计参数的确定	缘忽

源瑶混流式水轮机转轮过流通道几何参数及轴面投影图	缘
源瑶轴面流网及(灾越枣蕴)曲线	缘
源瑶轴面涡线的计算及叶片绘型	缘
源瑶翼型骨线的展开加厚	缘
源瑶混流式水轮机转轮叶片绘型的一元理论法	缘
源瑶转轮叶片木模图的绘制	缘
源瑶离心泵叶轮水力设计及木模设计	缘
缘瑶轴流式水力机械转轮(叶轮)的水力设计	缘
缘瑶轴流式水力机械的基本理论	缘
缘瑶轴流式水轮机转轮基本设计参数的确定	缘
缘瑶用升力法设计轴流式转轮叶片	缘
缘瑶用奇点分布法设计轴流式转轮叶片	缘
缘瑶轴流式转轮叶片木模图	缘
远瑶水力机械典型零部件的制造工艺设计	缘
远瑶水力机械制造工艺过程概述	缘
远瑶大型环形零部件的加工工艺设计	缘
远瑶埋入部件的加工工艺设计	缘
远瑶导水机构的加工工艺设计	缘
远瑶转动部件的加工工艺设计	缘
苑瑶水电站电气设备的选型设计	缘
苑瑶概述	缘
苑瑶水电站电气主接线设计	缘
苑瑶主要电气设备的选择和校验	缘
苑瑶水电站的厂用电设计	缘
愿瑶水轮机调节及辅助设备系统设计	缘
愿瑶水轮机调速器的选择设计	缘
愿瑶调节保证计算	缘
愿瑶油系统的设计	缘
愿瑶气系统的设计	缘
愿瑶水系统的设计	缘
愿瑶其他辅助设备的选型设计	缘
怨瑶水电站厂房布置设计	缘
怨瑶厂房布置设计的基本资料	缘

主厂房的平面设计	1
主厂房的剖面设计	2
主厂房辅助设备的布置	3
参考文献	4

摇员

水力机械的选型设计

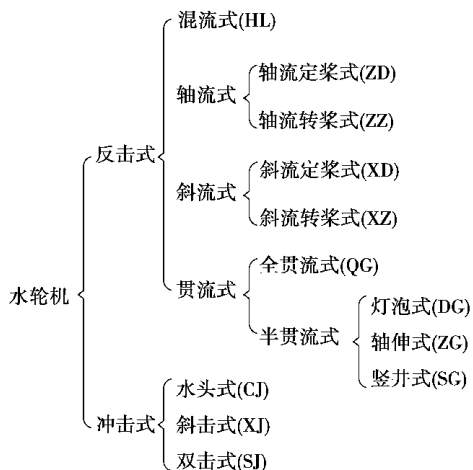
摇摇

员员概员述

水力机械是指以液体物质为工作介质的机器,如以水为工作介质的水轮机、水泵、水力推进器(螺旋桨)等;以油为工作介质的油泵、液力耦合器以及液力变矩器等。

液体通过水力机械其能量得到增加的水力机械称为水力工作机,如工业、农业排灌中大量使用的各种类型泵、船用螺旋桨推进器等;液体通过水力机械其能量反而减少的水力机械称为水力原动机,如各种类型的水轮机;液体通过水力机械其能量既无增加又无减少的水力机械称为液力传动机,如液力耦合器以及液力变矩器,液力传动机的工作介质只是在机械中完成从一种形式的机械能转换成另一种形式的机械能,起能量的传递作用。

水轮机是一种把水流的能量转变为旋转机械能的动力机械。根据水轮机在能量转换过程中利用水流能量形式的不同,可分为反击式和冲击式两大类:反击式水轮机主要利用水流的压能和动能(水流的位能在进入转轮前就已转化为压能和动能的形式);冲击式水轮机则是利用水流的动能做功。前者水轮机转轮内的流动为有压流动,转轮的工作过程不能在大气中,而必须在密闭的流道之中进行;后者在转轮前后水流的势能并没有发生变化,转轮的工作



图员员员水轮机的主要类型

过程是在大气中进行的。根据水流在转轮中的流动方式,配合转轮构造特征或水流作用于转轮上的方向等条件,水轮机主要类型的细分情况如图 1-1 所示。

各种水轮机类型可按比转速和水头关系来确定,也可直观按水头和出力的关系来确定。各种类型水轮机的使用范围如图 1-2 所示。我国 1957 年制定了《中小型轴流式、混流式水轮机转轮系列型谱》(GB 3091-1957)和《中小型轴流式、混流式水轮机产品系列型谱》(GB 3092-1957)的部颁标准。水轮机的型号由 1-2 部分组成,各部分之间用“—”连接,各部分的组成及含义如下:

1-2-3

第 1 部分由汉语拼音字母和阿拉伯数字组成,表示水轮机型式和该水轮机的特征比转速;第 2 部分由 2 个汉语拼音字母组成,分别表示水轮机主轴布置形式和引水室特征代号;第 3 部分表示水轮机转轮的公称直径,单位为 m。对于水斗式和斜击式水轮机型号的第 3 部分表示为:转轮公称直径(单位为 m)转作用在每个转轮上的喷嘴数(单位为个)射流直径(单位为 m)。

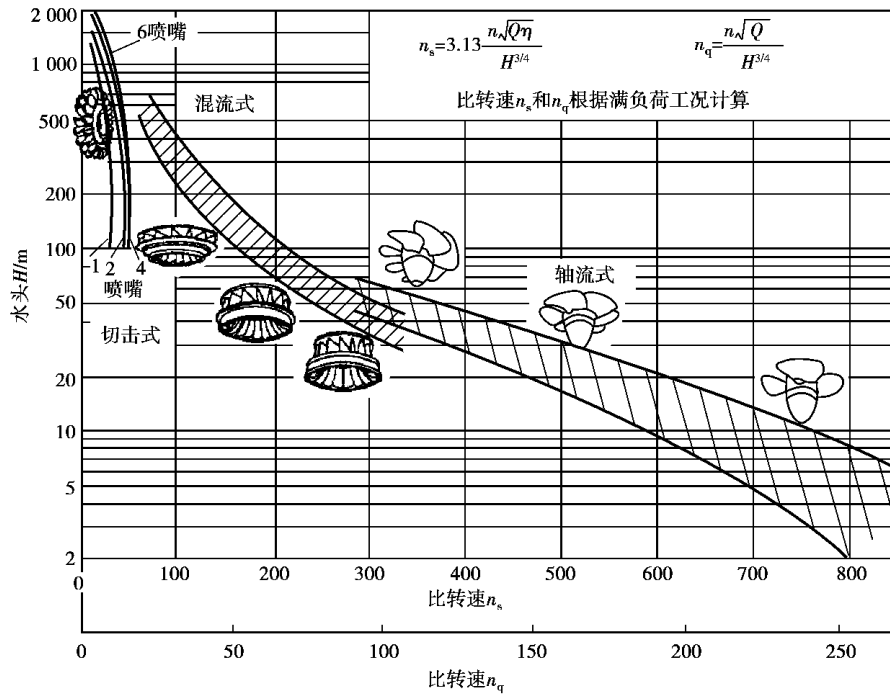


图 1-2 各种水轮机的使用范围

1-1 反击式水轮机

1-1 反击式水轮机的主要类型及特征

按照转轮区域内水流流动的方向特征,反击式水轮机可分为混流式、轴流式、斜流式及贯流式等不同类型。

(1) 混流式水轮机常用 $1-1$ 表示。其特点是水流径向流入转轮,大致轴向流出,亦称之为径向轴流式水轮机,国外也称为 $1-1$ 式水轮机。转轮由叶片、上冠和下环组成,叶片数目较多,强度高,应用水头为 $1-1$ ~ $1-1$,是目前应用最为广泛的一种水轮机。

(圆)轴流式水轮机常用 在在,在阅表示。在在型为轴流转桨式,即叶片可绕其轮毂转动,以配合导叶水流流动,并获得良好的绕流条件,提高水轮机的高效率范围;在阅型为轴流定桨式,即叶片与轮毂之间是固定的。它们只是在转轮内部结构及性能上有所不同,在在型显然要比 在阅型复杂得多。

轴流式水轮机的特点:水流轴向流入转轮又轴向流出,从引水室来的水流在导叶与转轮之间的空间内已由径向转为轴向。这种类型的水轮机转轮叶片数较少,一般为猿~愿片,叶片悬臂固定在转轮体上,其强度限制了它的应用水头范围,所以它应用在水头为猿~愿皂的水电站。

(猿)斜流式水轮机也称为对角式水轮机,常用 载蕴表示。其特点是水流斜向进入转轮并斜向流出,转轮叶片的轴线与主轴中心线成一夹角。这种类型的水轮机也分为转桨式(载在)与定桨式(载阅)圆种,由于其叶片是倾斜布置,增大了转轮体内部的空间,较轴流式水轮机则允许布置更多的转轮叶片,通常为愿~员圆片。因此,它的强度比轴流式的要高,使用水头范围要比轴流式的高,可以达 源~ 员圆皂。

(源)贯流式水轮机常用 员蕴表示。它是一种开发低水头水力资源的机型,其特点是水流直线地通过水轮机,水流几乎没有转弯,水力损失小,效率高。一般用于水头为 员皂以下的低水头电站。贯流式水轮机可分为全贯流式及半贯流式,半贯流式通常包括灯泡式、轴伸式、竖井式和虹吸式等。

圆)反击式水轮机的主要部件

按照水流流经水轮机的途径,将反击式水轮机分为 源大部件。其结构型式及作用分述于下:

(员)引水部件:引水部件的作用是保证导水叶片进口圆周处均匀进水,使水流呈轴对称状态,并使水流在进入导水叶片之前形成一定的速度环量。它包括引水室、若干固定导水叶片和若干活动导水叶片组成的双列环列叶栅,其活动导水叶片部分习惯上归属为导水部件,所以引水部件通常就是指引水室及固定导叶部分。由于反击式水轮机水头范围广,不同水头及不同大小的机组,可以有不同类型的引水室结构,通常包括明槽式、罐式及蜗壳式 猿种。

①明槽式引水室。其主要特点是有和大气接触的自由水面,结构简单,多用砖、石、混凝土等构成;同时,在引水室平面尺寸足够大的条件下,能保证水轮机转轮进水的轴对称性,从而提高水轮机的效率。

②罐式引水室。它是一种闭式引水室,水流为有压流动,适用于横轴小型水轮机。这种引水方式使得水流在进入转轮前突然转弯,形成转轮进水沿叶片高度的不均匀分布,也难保证整个圆周方向上的均匀进水,因此罐式引水室水轮机的效率都较低。

③蜗壳式引水室。它是一种广泛采用的引水方式,由于其形状从平面上看类似于蜗牛形,故而得名。根据应用水头的高低,有金属蜗壳及混凝土蜗壳 圆种结构型式。混凝土蜗壳多用钢筋混凝土浇注,断面形状有 丁型或 栽型;金属蜗壳多用钢板卷制而成,断面形状为圆形,为了结构上的连续,在蜗壳尾端部分断面做成椭圆形。与前两者相比,它有很多的优点:

④蜗壳断面从进口到尾部逐渐缩小,因此能保证沿着整个圆周均匀供水,同时使水流在导水机构前形成一定的环量。

它是闭式引水,能适用于反击式水轮机的各种水头。

结构尺寸最小,布置紧凑。

水轮机主要的零部件均在蜗壳外面,便于维护和检修。

蜗壳结构型式强度较高。

(圆)导水部件摇其主要作用是形成和改变进入转轮的水流速度环量,根据外界电力系统负荷的变化,调节水轮机的流量和功率,并防止机组用负荷时发生飞逸和使机组停止运行。它是由均匀轴对称地布置在转轮外圈的多个导叶所组成,一般导叶数目为 $4\sim 10$ 个,导叶由传动机构带动可同时转动,以达到上述目的。按照水流在导水部件中流动的方向,可将导水部件分为猿种基本类型:

①径向式导水部件。水流相对于水轮机轴心以径向沿导叶流动,导叶旋转轴心线均布在与水轮机轴同心的圆柱面上,导叶传动机构可在同一平面上运动,导叶关闭时容易密合,不易漏水,主要应用于混流式、轴流式水轮机中。

②斜向式导水部件。水流在以水轮机轴心线为中心的圆锥面上沿导叶流动,导叶轴心线与水轮机轴心线成一夹角,导叶转动机构在斜锥面上,导叶形状呈空间扭曲状,关闭时不易密合,结构复杂,多用于斜流式、灯泡贯流式水轮机中。

③轴向式导水部件。水流在与水轮机轴心线的同心圆面上沿导叶流动,导叶轴线处于半径方向上,导叶传动机构布置在圆环面上,导叶形状呈空间扭曲状,关闭时也不易密合。

(猿)转动部件摇它是指水轮机的转轮,即水轮机中最重要的过流部件,是转换水流能量为旋转机械能的部件,其性能的好坏将直接影响到整个水轮机的好坏。

①混流式转轮。其外形随比转速不同而略有差异,但结构均由上冠、叶片、下环、泄水锥、减压装置和止漏装置等组成。其上部为水轮机顶盖,顶盖里面装有导轴承,导轴承里面是与转轮上部用螺栓等连接的主轴,转轮的外围是活动导水叶,转轮的下部是尾水管,一般转轮叶片数目为 $8\sim 10$ 片,应用水头越高,叶片数就越多。

②轴流式转轮。叶片呈桨叶形,悬臂固定在转轮体上,上面是顶盖或支持盖,下面是尾水管,它是由转轮体、叶片、泄水锥等组成的,一般叶片数目为 $8\sim 10$ 片。

(源)排水部件摇也称吸出管或尾水管,其主要作用是收集从转轮流出的水流并将其引导至下游,回收转轮出口的部分能量,即它可以使转轮出口的水流动能以及高出下游水面的那一段位能得到回收利用。尾水管的基本类型有直锥形、弯锥形、钟形、弯肘形及喇叭形等。最常用的是直锥形和弯肘形圆种,前者水流均匀,水力损失小,便于制造;后者虽比前者水力性能稍差,但可减少电站开挖,降低电站造价。

员源 冲击式水轮机结构特点及用途

冲击式水轮机是利用水流动能做功的机器,来自压力钢管的高压水流通过喷管端部的喷嘴变为具有高速的自由射流,射流水体压力为大气压力,在整个工作过程中都不发生变化。当射流冲击水轮机转轮时,从进入到离开转轮的过程中,其速度的大小和方向发生了变化,出口的流速和动能大为减小,射流将其动能付给了转轮,使转轮旋转。

按射流冲击转轮的方式不同,可分为水斗式、斜击式及双击式猿种类型。不论哪种类型,其主要的结构均包括转轮、喷嘴、主轴等。其装置方式有立轴和卧轴圆种,前者布置

比较紧凑,节省土建投资,但厂房高度较大;后者厂房高度较小,但占地面积较大。一般大中型的冲击式水轮机常采用立轴布置形式,而小型的冲击式水轮机多采用卧式布置形式。

员瑶水力机械产品的标准化与系列化

由水力机械原理可知,同一系列的水轮机或水泵在相似工况下其比转速相等。在我国,还规定了以限制工况下的比转速作为同一系列水轮机的系列代号。比转速的表达式为:

水轮机:

$$n_{st} = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{5/4}} \quad (员瑶)$$

摇摇水泵:

$$n_{st} = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{5/4}} \quad (员瑶)$$

式中: n ——转速,转/分;

Q ——体积流量(以下简称流量),皂³/秒;

H ——水头,皂;

η ——效率。

对高水头(扬程)、小流量的水轮机或水泵,其比转速较小;而低水头(扬程)、大流量的水轮机或水泵,其比转速大。由于受空蚀等条件的限制,比转速一定的水轮机或水泵只能应用于一定的水头(扬程)范围。也就是说,受能量特性、空蚀特性以及强度条件的限制,同一系列的水轮机或水泵的应用范围是有限制的。

从水电站运行情况来看,最理想的是不同水头和流量的电站就有与之对应的系列水轮机;同时,同一系列的水轮机还应有不同的尺寸和结构型式,才能适应自然界水力资源的各种状况。这样,水轮机系列的数目以及每一系列的水轮机的品种就非常多,结构型式也各不相同,造成水轮机制造和研究任务繁重,提高了制造成本。因此,必须控制每一个系列水轮机的品种数目和结构型式,降低系列产品的数目,以有利于生产和降低成本,同时也应使每一个电站都能按照自己的水力条件选择最合适的水轮机,以便最有效地利用水力资源。

泵是通用机械,且使用面广,需求量也很大。如果每个使用部门均设计一个系列的泵,必将使产品品种增多,生产时间长,而且不利于产品质量的提高以及进一步改善泵的水力性能。因此,也需要限制泵的系列的数目。

综上所述,必须进行水轮机和水泵的标准化与系列化工作。根据总的技术经济分析,对水力机械产品的系列、品种、规格以及结构型式的数量做出统一的规定,形成水力机械的系列型谱,它是水力机械系列化、通用化和标准化的基础。

水力机械系列型谱的内容包括:

①规定水轮机或水泵的型式(如混流式、离心式、轴流式、斜流式等)以及每一型式中

的优秀转轮型号。

②规定每个系列水轮机或水泵的品种数。

③规定合理的结构型式。

水力机械的系列型谱还应包括型号、转轮参数、主要结构型式以及相应的特性曲线等。

员猿猿水力机械的系列型谱

按照《中小型轴流式混流式水轮机转轮系列型谱》(分册)以及近几年来我国科研单位、各大水电设备制造厂家所研制开发的一批性能先进,并在电站实际应用的 水轮机转轮的情况,下面列出其中的部分内容,仅供选型时参考。

员猿猿水轮机系列型谱

常用水轮机转轮模型主要参数,见表 员猿

表 员猿 常用水轮机转轮模型主要参数

序号	推荐使用水头 转	转轮型号	模型转轮直径 阅	导叶相对高度 遭	最优工况			限制工况			备注
					单位转速 灶 转则皂(皂 ^圆)	单位流量 四 转皂 ^圆 ·泽 ^圆	效率 η 转	单位流量 四 转皂 ^圆 ·泽 ^圆	效率 η 转	空化系数 $\sigma_{皂}$	
员	~ 员源	员在员源	源园	摇	员园	员源缘	忽源	园园	愿苑	员源猿	
圆	~ 员源	员在员源 越五毅	源园	摇	员园	员源缘	忽园	员源缘	愿缘	园怨	
猿	~ 员源	员在员源 越五毅	源园	摇	员缘	员源缘	愿缘	员愿	愿怨	员源缘	
源	~ 员源	员在员源 越五毅	源园	摇	员园	员源	愿怨	园源缘	愿缘	员源缘	
缘	~ 员源	员在员源	猿园	摇	员源	员源	忽园	园愿	愿园	员源源	
远	~ 员缘	阅员(猿 贵)	园园	园	园	员苑	忽园	摇	摇	摇	
苑	~ 园园	阅员(猿 肆)	猿园	摇	员园	员源源	忽园	员源源	愿缘	摇	
愿	~ 园园	角源员	摇	园源	员源源	员源源	忽园	摇	摇	摇	
怨	~ 园缘	员在员缘	源园	摇	员源	员源	忽园	员怨	愿怨	园怨	
员园	~ 园缘	员在员缘 越五毅	源园	摇	员园	员缘	忽园	员源缘	愿怨	员源猿	
员员	~ 园缘	员在员缘 越五毅	源园	摇	员园	员源缘	愿缘	园猿	愿缘	员源	
员圆	~ 园源	在源园	员缘	园	员源	员源缘	愿缘	员源缘	苑源	园源缘	
员猿	~ 猿园	角源员	摇	园源	员源源	员源源	忽园	摇	摇	摇	
员源	~ 猿园	角源园	摇	园源	员源源	员源源	忽园	摇	摇	摇	
员缘	~ 猿园	角源猿	摇	园源	员源源	员源源	忽源	摇	摇	摇	
员远	~ 猿园	在源园	源园	园源	员怨	园源苑	愿怨	员怨	愿源	园源缘	
员苑	~ 猿缘	角源源	摇	园源	员源源	员源缘	忽源	摇	摇	摇	

续表 6

序号	推荐使用水头 转	转轮型号	模型转轮直径 转	导叶相对高度 转	最优工况			限制工况			备注
					单位转速 转 转(米 ³ /分)	单位流量 转 转(米 ³ /分)	效率 η 转	单位流量 转 转(米 ³ /分)	效率 η 转	空化系数 $\sigma_{0.9}$	
151	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿猿	猿猿	猿猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
152	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿猿	猿猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
153	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
154	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
155	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
156	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
157	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
158	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
159	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
160	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
161	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
162	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
163	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
164	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
165	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
166	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
167	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
168	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
169	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
170	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
171	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
172	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
173	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
174	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
175	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
176	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
177	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
178	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
179	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
180	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
181	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
182	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
183	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
184	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
185	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
186	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
187	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
188	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
189	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
190	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
191	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
192	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
193	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
194	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
195	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
196	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
197	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
198	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
199	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	
200	~ 猿	猿猿猿	猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿猿	猿	猿	猿	

续表 瑶

序号	推荐使用水头 转	转轮型号	模型转 轮直径 阅 转	导叶相 对高度 遭	最优工况			限制工况			备注
					单位转速 灶 转则皂皂(皂)	单位流量 四乙 转皂皂·泽(皂)	效率 η 转	单位流量 四乙 转皂皂·泽(皂)	效率 η 转	空化 系数 $\sigma_{皂}$	
愿缘	~ 愿园	阅流员	猿园	园猿愿	远	园猿源	怨缘	园猿源	愿缘	园猿猿	
愿远	~ 愿园	粤在怨	缘园	园猿园	远缘	园猿猿	怨缘愿	园猿缘	愿缘	摇	
愿苑	~ 猿园	粤猿园	源园	园猿源	远缘猿	园猿猿	怨园苑	园猿缘	愿缘猿	园猿苑	
愿愿	~ 源园	匀猿园(源猿)	源园	园猿园	远园	园猿猿	怨园苑	园猿远	愿缘愿	园猿猿	
愿怨	~ 源园	粤猿员	缘园	园猿园	远	园猿怨	怨园怨	园猿猿	愿缘苑	园猿缘	
怨园	~ 远园	悦粤猿猿(单)	源园	摇	源园	园猿怨	愿怨	摇	摇	摇	
怨员	~ 远园	悦粤猿猿(双)	源园	摇	源园	园猿园	怨园	摇	摇	摇	
怨圆	~ 远园	悦粤猿猿(四)	源园	摇	源园缘	园猿缘缘	怨园缘	摇	摇	摇	
怨猿	二滩	阅源园	猿源	园猿猿猿	远猿苑	园猿猿	怨园远	园猿远	怨园	园猿缘	
怨源	江垭	阅源苑	猿员	园猿愿	苑园苑	园猿缘	怨园猿	员源猿	怨园远	园猿源	
怨缘	李家峡	阅源猿	猿怨	园猿缘	苑园员	园猿缘源	怨园猿	园愿	怨园园	园猿远	
怨远	鲁布革	阅流愿	摇	园猿园	远缘	园猿怨	怨园怨	园猿猿	愿缘苑	园猿源	
怨苑	绿水河	阅流员	源园	园猿	远源	园猿怨	怨园园	园园	愿缘园	园猿猿	
怨愿	马回	阅源猿	猿园	园猿猿猿	员缘	员源	怨园远	猿缘	愿缘苑	摇	

员瑶叶片泵的系列型谱

叶片泵的类型,按其比转速 灶的大小及叶轮的型式可分为缘大类:旋涡泵(灶越缘~源园皂·噪)、部分流泵(灶越缘~缘园皂·噪)、离心泵(灶越园~园园皂·噪)、混流泵(灶越园~远园皂·噪)以及轴流泵(灶越远园~园园皂·噪);按泵轴的布置又可分为立式和卧式圆大类。根据压出室型式、液体吸入方式、叶轮的级数以及不同的使用条件和要求还可分为以下类型,如图员源所示。

叶片泵的使用范围,如图员源所示。由于叶片泵的应用范围广,不同的使用场合,要求叶片泵的结构、材料及传动方式等有所不同。常用的泵产品系列是指结构型式、用途、材料相同,除过流部件外,其他零部件通用程度高,基本参数(流量、扬程)按一定规律分布的产品。泵的同一系列内的产品并不都是几何相似的,而是由若干个不同尺寸的水力模型(也就是比转速按一定的规律变化)构成系列中的全部产品,不同的系列产品有可能有相同的水力模型。将同一系列的泵产品的使用范围绘制在一个坐标系中,就构成了泵的系列型谱。

图员源为国际标准(隔的愿缘)单级悬臂式离心泵的系列型谱图。图中每一产品的使用范围是一个曲线构成的四边形,上面一条曲线就是泵的特性曲线,下面一条曲线是泵叶轮切割后形成的特性曲线,左右边界线是切割抛物线,曲线框中的数字代表泵的型号,其中带有下划线的型号,泵的转速为员源则皂皂,其余的泵的转速为圆怨园则皂皂。

图员远为我国制定的双吸泵系列型谱。图中的性能参数是该系列降速运行时的性能参数,因此泵的扬程要比型号中所规定的数值低,其比转速值为近似值。

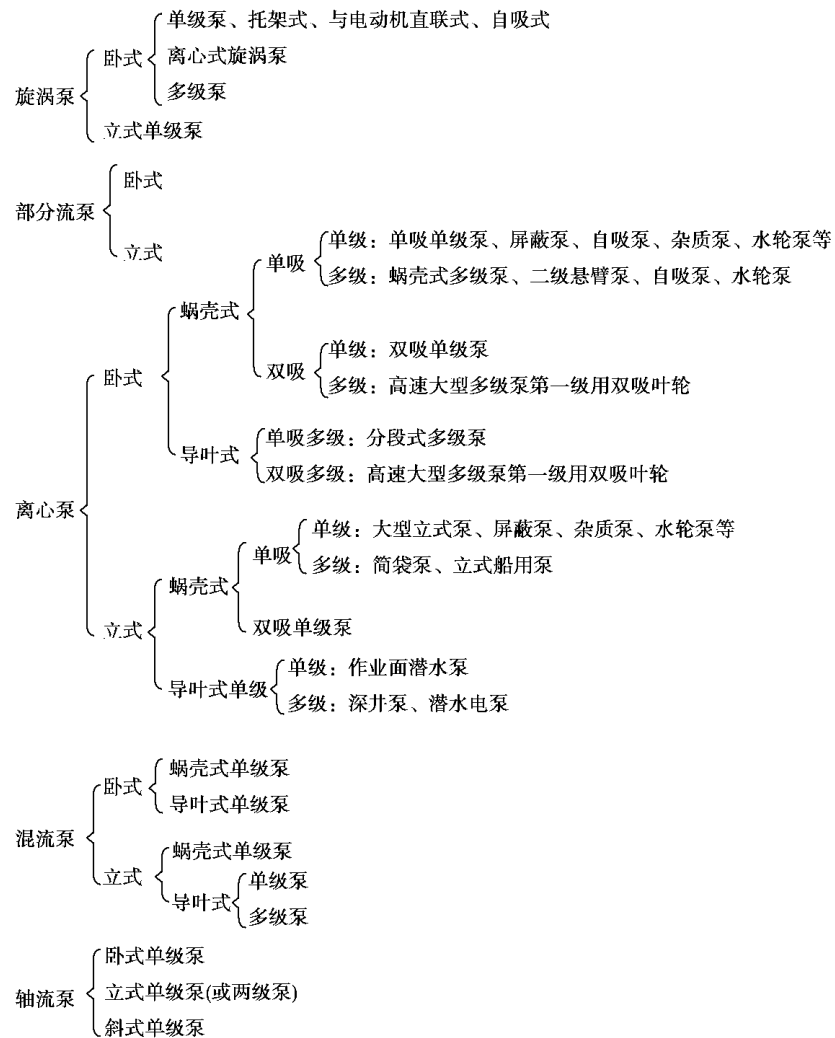


图 员 混流叶片泵的类型

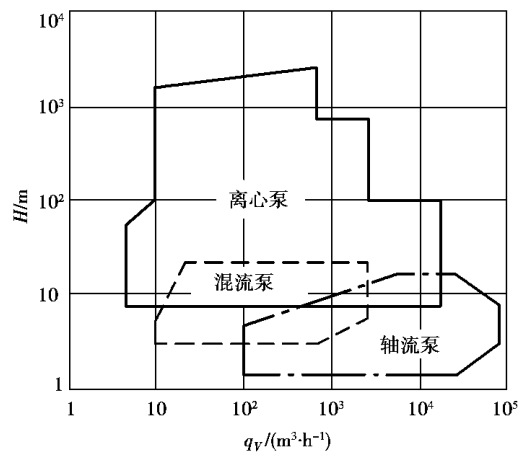


图 员 混流叶片泵的使用范围

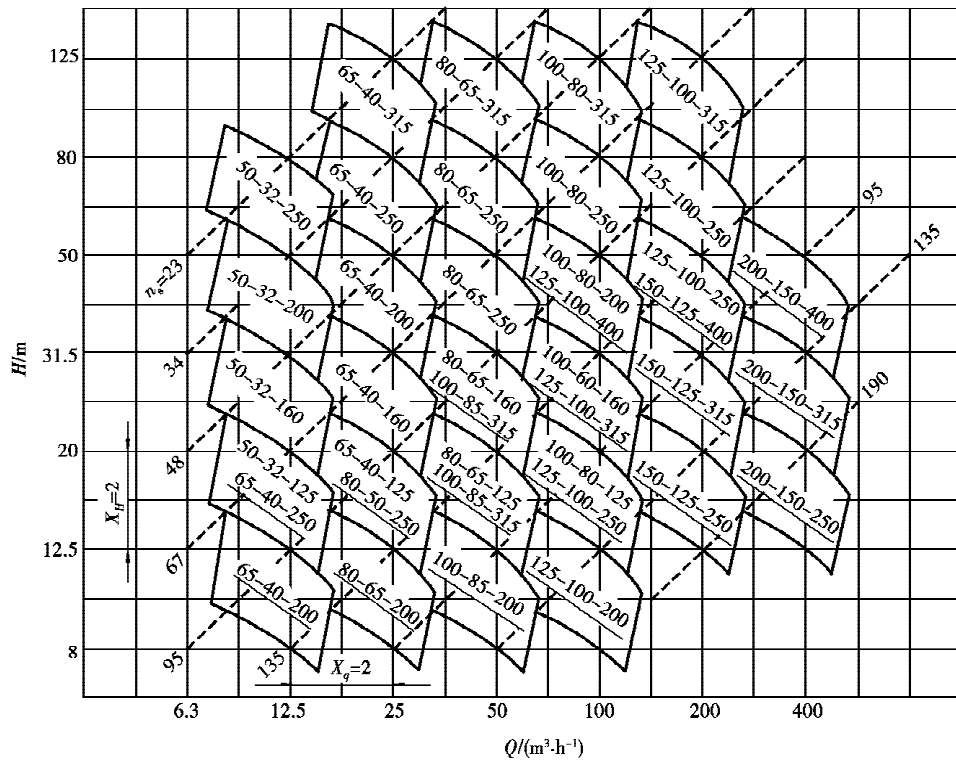


图 员瑶单级悬臂式离心泵系列型谱图

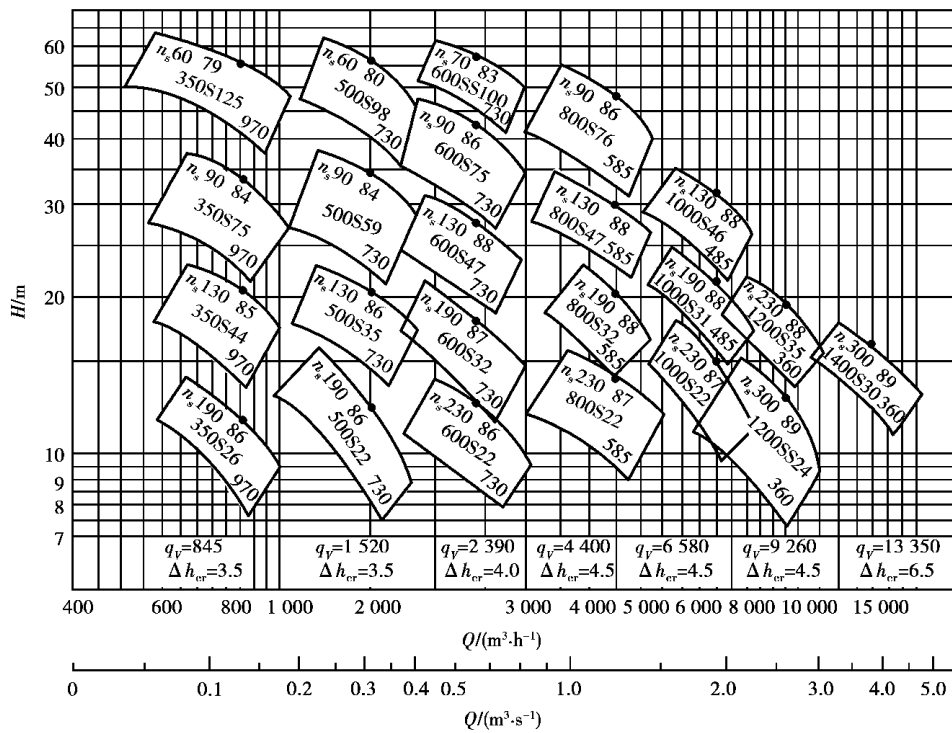


图 员瑶双吸泵系列型谱图

摇摇泵型式的代表符号,见表 员圆

表 员圆 摇摇泵型式的代表符号

泵型式	代表符号	泵型式	代表符号
单级单吸清水离心泵	隙,阴,隍	船用立式泵	悦蕴
单级双吸离心泵	杂,杂燥	船用串、并联泵	悦月蕴
单级双吸立式离心泵	杂蕴粤	冷凝泵	晕月,晕蕴
节段式多级离心泵	阅,栽宰,栽宰粤	自吸泵	在载
锅炉给水泵	阅郎,悦栽粤	立式混流泵	匀蕴
高速多级泵	员阅	立式蜗壳式叶片半调节混流泵	匀蕴月
离心输油泵	再,杂再,阅再	立式半叶片调节轴流泵	在蕴月
高压增压节段式离心泵	员在	立式全叶片调节轴流泵	在蕴
耐腐蚀泵	阅云	单级悬臂式旋涡泵	宰
热水循环泵	砸,砸	多级自吸旋涡泵	宰在

泵的型号一般由圆-源部分组成,各部分之间用“—”或空格分隔。第一部分由字母和数字组成,字母表示泵的型式和用途。其余部分多为数字,也可能有字母。这部分的数字可以表示泵的吸入口直径、出水口直径、叶轮直径、设计点流量、扬程、级数或者比转速等不同的意义。在第二部分及以后部分的字母通常表示材料、密封型式、叶轮切割等意义。其型号示例:

(员) 隙圆—猿—员圆 摇摇阴表示单级单吸悬臂式农用离心泵系列,后面的数字分别表示:吸入口径 缘园皂,吐出口径 猿园皂,叶轮直径 员园皂。

除 阴系列外,隙,隍,砸等系列的命名方法是相同的。这些型号中字母 阴表示采用国际标准化组织(阴匀)的标准,字母 月,杂,匀,砸分别表示农业、工业、化工和热水等领域。

(圆) 员圆—杂—苑 摇摇杂表示单级双吸离心式清水泵系列,数字分别表示吸入口径 员圆皂,扬程 苑皂。

(猿) 阅郎允源—猿伊缘 摇摇郎表示多级节段式中低压锅炉给水泵系列,字母 允表示采用机械密封,数字分别表示设计流量 源皂³/秒,单级扬程 猿园皂,缘级(即总扬程 员圆园皂)。

(源) 猿云—员粤 摇摇月云表示单级单吸耐腐蚀离心泵,数字分别表示吸入口径 愿园皂(猿寸),比转速 灶_比 越员圆皂·秒⁻¹·宰,字母 粤表示叶轮经过 员次切割。

(缘) 圆再Ⅱ—员圆伊粤 摇摇字母 再表示单级油泵,数字 圆再表示吸入口径 圆再皂,数字 员圆表示单级扬程 员圆皂,数字 圆表示级数,数字 Ⅱ表示材料代号,字母 粤表示叶轮经过 员次切割。

(远) 在月员猿—苑圆 摇摇半调节叶片立式轴流泵,流量 员猿皂³/秒,扬程 苑圆皂。

员瑶水轮机的选型设计

员瑶原始资料

水轮机的选型和计算就是根据水电站设计部门提供的原始资料及参数,选择合理的水轮机型号和计算水轮机的各种数据。这是一项非常重要的工作,它直接关系到水电站的机组能否长期稳定运行、投资的多少。一般情况下,先根据水电站的类型、动能计算以及水工建筑物的布置等初选若干个方案,然后进行技术经济比较,再根据水轮机的生产情况和制造水平,最后确定所需的水轮机的型号及尺寸。

选择和计算水轮机各种数据的主要原始资料及参数有:

(员)水工方面的资料

- ①水电站的类型。
- ②水工建筑物的布置。
- ③水库参数及调节性能。
- ④水电站厂房形式。
- ⑤水电站的最大挖深值。

(圆)水文、水能方面的资料

- ①水电站装机容量。
- ②水电站特征水头(包括最大水头 H_{max} ,设计水头 H_d ,最小水头 H_{min} ,加权平均水头 H_{av} 等)。

- ③上、下游水位标高。
- ④下游水位与流量的关系曲线。
- ⑤水电站引用流量及保证率曲线。
- ⑥水电站保证功率。
- ⑦水电站水质资料(包括水温、水的化学成分、河流泥沙含量及其类别等)。

(猿)电力系统的资料

- ①系统负荷情况。
- ②水电站在系统中的作用。
- ③水电站的运行方式(如担任峰荷或基荷情况、是否要做调相运行等)。

(源)设备制造厂家情况

- ①国内外已生产的水轮机情况。
- ②国内制造厂的生产水平。
- ③国外制造厂的生产水平。

(缘)交通运输资料

- ①水电站至制造厂家的交通情况。
- ②铁路运输的限制尺寸。
- ③水电站的交通情况(包括局部改善运输条件的可能性及其费用情况)。

(远)有关经济资料

- ①有关设备的造价估算。
- ②厂房投资及运行费用估算。
- ③投资与回报的经济分析等。

员源源 水轮机选型的任务

根据上述原始资料选择水轮机,其主要任务是:

- ①确定电站装机台数及单机功率。
- ②选择水轮机的类型及型号。
- ③确定机组的装置方式。
- ④确定转轮直径、额定转速、飞逸转速。
- ⑤计算所有运行水头和功率下水轮机的效率和吸出高度值,绘制出水轮机运转特性曲线。
- ⑥轴向水推力的计算。
- ⑦调节保证计算。
- ⑧辅助设备的选择。
- ⑨计算水轮机的外形尺寸,估算重量及其价格。
- ⑩编写水轮机制造任务书(包括对水轮机型号、尺寸、结构、性能、材料及运行方式等方面的具体要求)。

上述内容为水电站水轮机初步设计的一部分,水轮机初步设计还包括水轮机的通流部件的设计,如蜗壳、座环、导水机构、尾水管等的初步计算及初步绘制水轮机剖面图等。

员源源 水轮机选型的原则

水轮机选型设计计算是水电站设计中的一项重要任务,其计算结果对水电站的投资、建设速度和发电量以及水电站的经济效益都有很大的影响。水轮机的选型并不是简单地查阅产品目录,从现代水轮机的选型设计计算来看,它是一门系统工程学,要在电站水能资源综合利用、制造、运输、安装、土建、电力用户、运行方式等诸多技术经济因素中寻求最佳方案。水轮机选型设计的一般原则如下:

①所选水轮机应具有较高的能量特性。不仅要选择额定工况下 $\eta_{\text{额}}$ 较高的水轮机转轮型号,而且还要根据水轮机的工作特性曲线,即 $\eta_{\text{越晕}}$ 及 $\eta_{\text{越匀}}$ 曲线,选择平均效率 $\bar{\eta}$ 最高的水轮机型号,使水轮机在负荷和水头变化的情况下具有最高的平均运行效率。

②所选水轮机不仅应具有良好的空蚀性能,还应有较好的工作稳定性能,运行要灵活、平稳、安全和可靠。

③所选水轮机的尺寸应较小,结构要合理、先进,便于运输、安装、运行及检修。

④转轮选择比较时,应尽可能选用 $\lambda_{\text{转}}$ 较高的水轮机,这样转速较高,相应机组尺寸小,并且使所选择的水轮机经常处于最优区运行。选择转轮参数时应该使 $\lambda_{\text{转}}$ 值稍高于 $\lambda_{\text{转}}$ 值,而且 $\lambda_{\text{转}}$ 值应接近于 $\lambda_{\text{转}}$ 值。

员源源 水轮机转轮标称直径尺寸系列

我国将转轮公称直径 $D_{\text{转}}$ 分为 $\lambda_{\text{转}}$ 个档次,它们构成了转轮公称直径尺寸

系列,见表 员猿

表 员猿 摇转轮公称直径 阅尺寸系列

单位: 糁

圆缘	猿缘	猿缘	(源缘)	源缘	缘缘	远缘	苑缘	(愿缘)	愿缘	员缘	员缘	员缘
员缘	员缘	圆缘	圆缘	圆缘	猿缘	猿缘	猿缘	猿缘	源缘	源缘	缘缘	缘缘
远缘	远缘	苑缘	苑缘	愿缘	愿缘	怨缘	怨缘	员缘	—	—	—	—

摇摇摇摇注:表中括号内的数值仅适用于轴流式水轮机。

需要说明:在选型计算时,可以根据实际情况,不受上述尺寸系列的限制,选择非标准的转轮直径,使水轮机更好地运行在最优的范围内。

员源 摇水轮发电机的标准额定转速系列

水轮机与发电机直联,其转速就等于发电机的转速,同步发电机的标准额定转速与电网频率及转子磁极对数有关,即

$$灶越 \frac{远枣}{责} \quad (员源)$$

式中:灶——额定转速,转/分;

枣——电网频率,我国规定枣越 缘 匀; 扎;

责——转子磁极对数。

我国现行水轮发电机额定转速系列,见表 员源

表 员源 摇水轮发电机额定转速系列表

责	圆	猿	源	缘	远	苑	愿	怨	员	员	员	员	员
灶越 则皂枣(圆)	员缘	员缘	苑缘	远缘	缘缘	源缘	猿缘	猿缘	猿缘	圆缘	圆缘	圆缘	圆缘
责	圆	圆	圆	圆	猿	猿	猿	源	源	源	缘	缘	远
灶越 则皂枣(圆)	员缘	员缘	员缘	员缘	员缘	怨缘	愿缘	苑缘	远缘	远缘	缘缘	缘缘	缘缘

员缘 摇水轮机台数及型号的选择

员) 机组台数的选择

在水电站装机容量已定的情况下,机组台数的确定,也就是单机容量的确定。有时是与水轮机型号的选择及其主要参数的计算同时进行的,这实际上是一个技术经济比较的过程。

(员) 单机容量与机组台数成反比。从目前的发展趋势看,人们总是希望使用单机容量较大的水力机组。这是因为容量大的水轮机,其每 噪 的投资相对少一些,相应的配套设施减少,土建投资也少,具有较大的经济性。但是容量越大,机组尺寸也就越大,给水轮机的制造及运输带来困难,更为重要的是,单机容量在电力系统中占的比重不能超过电力系统安全、灵活运行所允许的容量大小,不能超过系统的事故备用容量大小。

(圆) 机组台数与运行效率的关系。电站机组台数越多,越便于部分负荷时的机组负

荷分配,可以使得水轮机避开在低效率区域运行,使得平均运行效率得以提高,同时也便于安排机组的检修等工作。机组台数较少,水轮机就不可避免地会在低负荷、低效率区运行,从而将导致机组运行不稳定和振动、噪声增大的可能性。但机组台数多,电站相应的维护工作量大大增加,操作次数就越多,出现故障的概率也就越大。

综上所述,考虑到电厂的灵活运行性及检修的要求,一般台数不宜少于圆台,我国大中型水电站的机组一般为源~愿台。

圆)水轮机型号的选择

水轮机型号的选择主要是根据水电站的特征水头,特别是其最大水头 H_{max} 来选择的。通常情况下,水轮机型号是根据水轮机的型谱性能参数进行选择的;若在交界的水头范围,也就是某一水头范围有圆种及其以上的转轮型号可选择时,就需要进行综合比较分析后才能确定到底选择哪一种型号更合适。下面给出不同类型水轮机的适用条件,供大家分析比较时参考。

(员)混流式水轮机与水斗式水轮机

①对于水头变化幅度较大的水电站,宜选择混流式水轮机。这是因为混流式水轮机效率值较高,当水头变化时,效率变化较小。而水斗式水轮机在水头变化时,效率变化较大。

②对于负荷变化较大的水电站,一般采用水斗式水轮机较好。这是因为水斗式水轮机在功率改变时,效率变化较小,所以多喷嘴的水斗式水轮机一般适用于水头变幅较小、做调频运行的水电站中。

③对于尾水位变化幅度较大的水电站,一般采用混流式水轮机。这是因为混流式水轮机的尾水管可以很好地利用水头。当降低水轮机安装高程有困难或水轮机经常做调相运行时,宜采用水斗式水轮机。

④对于河流中泥砂含量较大的水电站,选用水斗式水轮机较合适。这是因为高水头的混流式水轮机其导水机构部件的磨损破坏要严重些,特别是含有一定数量的泥砂后,常常影响机组安全、可靠地运行。而水斗式水轮机的磨损主要发生在喷针、喷嘴及水斗上,磨损较轻,检修维护工作量小。

⑤在其他条件相同的情况下,通常选择水斗式水轮机。这是因为水斗式水轮机具有双重调节机构,易将压力上升率和速度上升率控制在较低范围;同时,水斗式水轮机无轴向水推力,这对简化推力轴承的结构具有重大意义。

(圆)轴流式水轮机与混流式水轮机

①当水电站的水头和功率变化幅度较小时,通常选用轴流转桨式水轮机。这种水轮机具有双重调节机构,其效率变化较小,平均效率较高。

②当水电站开挖不受限制时,采用轴流转桨式水轮机较好。这种水轮机虽然空蚀系数较大,但可以通过降低 H_{max} 来改善水轮机的空蚀性能,其比转速较高,有利于缩小机组和厂房的尺寸。

③当水电站尾水管较长时,通常选用混流式水轮机而不选用轴流式水轮机。因为轴流式水轮机在甩负荷时,易产生抬机现象。

④当推力轴承受限制时,通常采用混流式水轮机而不采用轴流式水轮机。因为轴流

式水轮机的水推力系数大,即轴向水推力大,所以机组的轴向负荷加大。

混流式水轮机主要参数的计算

水轮机主要参数是指转轮直径 D 、额定转数 n 及吸出高度 H_s 等。这些参数的计算是以模型机和真机满足相似条件为前提的,即利用相似理论,将模型机的参数换算、修正为真机的参数。

1) 初选设计工况点

对已选定的水轮机转轮型号,查出其模型综合特性曲线。在此曲线上, n_{opt} (即加权平均水头) 所对应的单位转速 n_{opt}' 可视为最优转速 n_{opt}' , 即

$$n_{opt}' > n_{opt}' \frac{D_{mod}}{\sqrt{H_{mod}}}$$

故 $n_{opt}' > n_{opt}' \frac{\sqrt{H_{mod}}}{D_{mod}}$ (15)

而在设计水头 H 下,有

$$n_{opt}' > n_{opt}' \frac{\sqrt{H}}{D}$$

故 $n_{opt}' > n_{opt}' \frac{\sqrt{H}}{D}$ (16)

$$n_{opt}' > n_{opt}' \frac{\sqrt{H}}{D} \quad (17)$$

一般情况下 $n_{opt}' > n_{opt}'$, 作 n_{opt}' 的水平线交出力储备线于 A 点, 此点即为初选设计工况点。A 点的单位流量 $Q_{1,0}'$ 为初选设计工况下单位流量, 如图 15 所示。

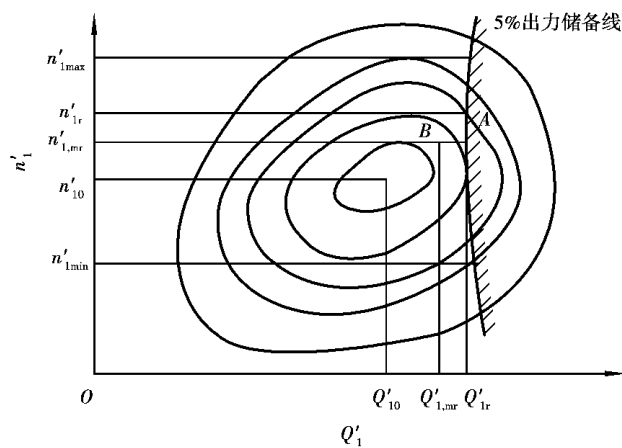


图 15 初选设计的工况点和真实工况点

必须注意,混流式和轴流定桨式水轮机有出力储备线,而轴流转桨式水轮机没有此线,此时 $Q_{1,0}'$ 的确定一般是取型谱中推荐使用的最大单位流量或略小一点单位流量,当开挖的深度受限制时,就按允许的吸出高度来确定(或受相应的 σ 线限制)。

圆) 转轮直径 D 的确定

转轮直径的计算公式为 :

$$D \geq \sqrt{\frac{P_{轴}}{\rho g Q \eta}} \quad (15.2)$$

式中 : $P_{轴}$ ——水轮机的轴功率 , 千瓦 ;
 D ——转轮直径 , 米 ;
 Q ——真机单位流量 , 米³/秒

$$D \geq \frac{P_{额}}{\eta \rho g Q} \quad (15.3)$$

式中 : $P_{额}$ ——发电机额定功率 ;
 η ——发电机的效率。

初步设计时 : 大中型发电机 η 取 0.95~0.98, 中小型发电机 η 取 0.90~0.95, 功率较大、转速较高时取上限值。

η 为水轮机的效率 , 由初设工况点 的 $\eta_{初}$ 加上修正值得到 :

$$\eta = \eta_{初} + \Delta\eta \quad (15.4)$$

另外 , η 也可根据水轮机的型号近似地取值 , 即 混流式水轮机 η 取 0.90~0.95, 轴流式水轮机 η 取 0.85~0.90

由式 (15.2) 计算出的 D , 可由标准直径系列进行调整。通常的情况是向大值方向调整。如计算值处于 两个标准直径之间时 , 也可同时入选 两个直径 , 进行方案比较。对于大容量的机组或个别情况也可设计成非标准的直径 , 此时一定要慎重 , 要进行技术经济比较。

猿) 额定转速 n 的确定

计算转速时 , 一般希望加权平均水头 $H_{加}$ 的单位转速接近于最优单位转速 $n_{优}$, 从而使水轮机大部分时间运转在高效区。

将已选定的 D 代入式 (15.3), 求出转速后 , 由标准额定转速系列表选取额定的转速 , 一般取接近的额定转速值 , 或向大值方向进行选取。但如果计算出的转速介于 两个额定转速之间 , 很难直接选定时 , 就同时取 两个额定转速方案进行分析比较 , 此时千万不能盲目地选定某个值。

源) 效率及单位参数的修正

(员) 效率换算及其修正值 $\Delta\eta$ 由国际电工委员会 (IEC) 推荐的公式 , 将模型最优的工况效率 $\eta_{模}$, 换算成真机最优工况效率 $\eta_{真}$

① 对混流式水轮机 , 按 公式换算。即

$$\eta_{真} = \eta_{模} \left(\frac{D_{模}}{D_{真}} \right)^2 \quad (15.5)$$

② 对轴流式水轮机 , 按 公式换算。即

$$\eta_{真} = \eta_{模} \left(\frac{D_{模}}{D_{真}} \right)^2 \left(\frac{n_{模}}{n_{真}} \right)^2 \quad (15.6)$$

③ 我国对 $D \leq 10$ 米时 , 可按 公式换算 ; 当 $D > 10$ 米时 , 可按下式换算。即

$$\eta_{\text{圆}} = \eta_{\text{原}} \left(\frac{D_{\text{原}}}{D_{\text{圆}}} \right)^2 \sqrt{\frac{H_{\text{原}}}{H_{\text{圆}}}} \quad (\text{员})$$

因此,真机与模型机因直径及水头不同而导致效率不同的修正值为:

$$\Delta\eta_{\text{圆}} = \eta_{\text{原}} - \eta_{\text{圆}} \quad (\text{员})$$

若真机与模型机的某些过流部件(如引水室,尾水管等)不相同,也会使效率发生变化,这一部分的修正值为 $\Delta\eta_{\text{圆}}$,见表 员

表 员 由过流部件不同引起的效率下降修正值

模型引水室	原型水轮机采用的引水室	效率下降修正值 $\Delta\eta_{\text{圆}}$
允匀	允匀	圆 ~ 圆
圆	圆	圆 ~ 圆

由尾水管形状不同引起的效率下降值为 $\Delta\eta_{\text{圆}}$,且

$$\Delta\eta_{\text{圆}} = \eta_{\text{原}} - \eta_{\text{圆}} \quad (\text{员})$$

式中: $\eta_{\text{原}}, \eta_{\text{圆}}$ ——分别为真机、模型机的尾水管的恢复系数;

$v_{\text{圆}}$ ——转轮出口水流速度,皂

$\frac{v_{\text{圆}}^2}{2g}$ ——出口单位比动能。可由表 员查出,也可近似地取:

$$\frac{v_{\text{圆}}^2}{2g} = \frac{v_{\text{原}}^2}{2g} \left(\frac{D_{\text{原}}}{D_{\text{圆}}} \right)^2$$

表 员 比转速与出口单位比动能

灶转皂·噪)	苑	员	圆	猿	源	远	愿	员
$\frac{v_{\text{圆}}^2}{2g}$	圆	源	远	员	员	圆	猿	源

由表 员及式(员)知:

$$\Delta\eta_{\text{圆}} = \eta_{\text{原}} - \eta_{\text{圆}} - \Delta\eta_{\text{圆}}$$

此外,还需考虑由机械的加工工艺质量而引起的效率降低修正值 $\Delta\eta_{\text{圆}}$,它与水轮机的尺寸及加工的工艺质量有关。对于大型的水轮机,取 $\Delta\eta_{\text{圆}} = \text{圆} \sim \text{圆}$ 。对于中小型的水轮机(一般制造方法制造的), $\Delta\eta_{\text{圆}}$ 可参见表 员和表 员取值;对于特种铸造和焊接的转轮, $\Delta\eta_{\text{圆}}$ 可比表中值取小一些。

表 员 由加工工艺质量而引起的效率修正值(一般制造方法的 在水轮机)

灶转皂	远	愿	员	员
$\Delta\eta_{\text{圆}}$	猿	圆	员	员

表 员 缘 由加工工艺质量而引起的效率修正值(一般制造方法的匀 蕴水轮机)

阅 缘	猿	猿	猿	源	缘	远	苑	愿	员	员
$\Delta\eta_{猿}$	猿-猿	猿-猿	远-猿	源-猿	源-猿	猿-猿	猿-猿	圆-猿	猿-猿	猿-猿

最后得到真机的效率修正值：

$$\Delta\eta_{真} = \Delta\eta_{猿} \pm \Delta\eta_{圆} \pm \Delta\eta_{猿} \quad (员 缘 源)$$

其中，效率上升取“垣”，效率下降取“原”。

真机效率为：

$$\eta_{真} = \eta_{原} \pm \Delta\eta_{真}$$

(圆) 单元参数的修正值 $\Delta\omega$ 及 $\Delta\omega_0$

$$\Delta\omega = \omega_{原} \pm \Delta\omega = \omega_{原} \left(\sqrt{\frac{\eta_{真}}{\eta_{原}}} \right) \quad (员 缘 缘)$$

$$\Delta\omega_0 = \omega_0_{原} \pm \Delta\omega_0 = \omega_0_{原} \left(\sqrt{\frac{\eta_{真}}{\eta_{原}}} \right) \quad (员 缘 远)$$

上述修正值可在最优工况点进行选取，其他工况点采用等值修正处理。当 $\frac{\Delta\omega}{\omega} \approx \frac{\Delta\omega_0}{\omega_0}$ 时，单元参数可不予修正。

猿 核对所选择的 阅 及 灶

缘 找出水轮机的真实工况点 月 摇实际水轮机的转速：

$$n_{真} = n_{原} \frac{\omega_{真}}{\omega_{原}}$$

故

$$n_{真} = n_{原} \pm \Delta n$$

如图 员 缘 所示，则 月 点在 $n_{真}$ 水平线上。在其上查找点 $(\eta_{真}, \omega_{真})$ ，计算功率 $N_{真}$ ，并作辅助曲线 $N_{真} = f(\omega_{真})$ (圆 缘)，如图 员 缘 所示。即

$$N_{真} = \eta_{真} \rho g Q_{1,r} H \quad (圆 缘)$$

而 $N_{真} = \rho g Q_{1,r} H$ 在辅助曲线上有一个 $\omega_{真}$ 与之对应，从而得到 $\omega_{真}$ ，将 $\omega_{真}$ 的值返回到图 员 缘 上与 $n_{真}$ 线相交于 月 点，即为真实工况点。

(圆) 工作范围的检查 摇最大水头 H_{max} 下，对应一个 ω_{max} ；最小水头 H_{min} 下，对应一个 ω_{min} 。这圆条直线之间应包含主要综合特性曲线的最优效率区；同时，月点应在最优工况点的附近，则可认为所选择的 阅 和 灶 是合理的、正确的，否则应重新选择 阅 和 灶 的值。

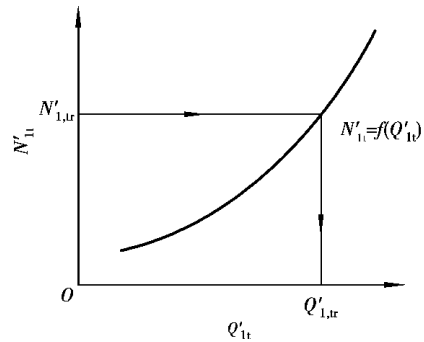


图 员 缘 摇辅助曲线 $N_{真} = f(\omega_{真})$

远确定水轮机导叶的最大可能开度 φ_{max}

在模型和真机保持几何相似时,有

$$\varphi_{max} \approx \varphi_{max}^* \frac{D_m}{D} \quad (员源愿)$$

式中: φ_{max} 、 φ_{max}^* ——分别为真机、模型机的导叶分布直径;

Z 、 Z^* ——分别为真机、模型机的导叶数;

φ_{max}^* ——月点的模型开度值。

因此,导叶的最大可能开度为:

$$\varphi_{max} \approx \varphi_{max}^* \frac{D_m}{D} \quad (员源怨)$$

摇摇学习这一部分时,也可参考本书第猿章的内容。

苑计算水轮机的设计流量 Q_{11}

Q_{11} 的计算式:

$$Q_{11} \approx \frac{N}{\rho g H \eta} \quad (员源怨)$$

式中: N ——水轮机的轴功率,噪宰;

H ——设计水头,皂;

η ——设计工况点月点的真机效率。

计算出的设计流量应满足 $Q_{11} \leq Q_{11}^*$,其中, Q_{11}^* 为电站装机台数, Q_{11} 为电站的引用流量。

这一流量的大小为水轮机蜗壳的水力设计提供了依据,见第圆章。

愿确定水轮机的允许吸出高度 H_s

水轮机在不同工况下的空蚀系数 σ 是不同的。所以应该根据不同水头(如 H_1, H_2, H_3, H_4, H_5 等水头)下的轴功率 N ,即根据相应的 N 和 Q_{11} 值,从综合特性曲线上查找出相应的空蚀参数 σ ,并按下式计算:

$$H_s \approx \frac{N}{\rho g Q_{11} \sigma} \quad (员源园)$$

或

$$H_s \approx \frac{N}{\rho g Q_{11} (\sigma + \Delta\sigma)} \quad (员源员)$$

式中: Δ ——水电站水轮机安装海拔高度,皂;

σ ——各对应水头下的工况点的空蚀系数;

$\Delta\sigma$ ——空蚀系数的修正值;

σ ——空蚀安全系数。

在进行各水头下的工况点空蚀系数查找时,需作辅助曲线 $N \sim Q_{11} \sim \sigma$,如图员源圆所示。为此列表计算,并得出各水头下

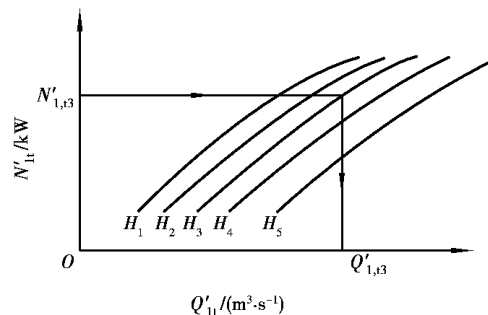


图 员源圆 $N \sim Q_{11} \sim \sigma$ 曲线

的辅助曲线。且在各水头下, $\frac{H}{H_0}$ 为已知, 从辅助曲线上即可找到该水头下发出额定功率的工况点, 从而得出其空蚀系数。

列表计算时, 一般应计算包括特征水头在内的 3~5 个水头。

表 1 各水头下的辅助曲线

H	$\frac{H}{H_0}$				$\frac{H}{H_0}$				$\frac{H}{H_0}$
$\frac{H}{H_0}$									
$\frac{H}{H_0}$									
$\Delta\sigma$									
	$\eta_{\text{总}}$	$\eta_{\text{轴}}$	$\eta_{\text{机}}$	$\eta_{\text{电}}$	$\eta_{\text{总}}$	$\eta_{\text{轴}}$	$\eta_{\text{机}}$	$\eta_{\text{电}}$	$\eta_{\text{总}}$
员									
圆									
猿									
...									

最后求出水轮机的允许吸出高度为:

$$H_s \leq \frac{H_0}{\sigma} - H_1 \quad (\text{员猿园})$$

怨) 计算水轮机的飞逸转速

飞逸转速的计算式为:

$$n_{\text{飞}} = \frac{1}{\sqrt{H_0}} \sqrt{\frac{H_0}{\sigma}} \quad (\text{员猿员})$$

式中: H_0 ——最大水头, 皂;

D_1 ——水轮机的转轮直径, 皂;

$n_{\text{飞}}$ ——飞逸转速, 转/皂。

猿) 计算水轮机的轴向水推力 F_x

对于混流式水轮机:

$$F_x = \frac{\pi}{4} \rho g H_0 D_1^2 \quad (\text{员猿圆})$$

摇摇对于轴流式水轮机:

$$F_x = \frac{\pi}{4} \rho g H_0 (D_1^2 - D_2^2) \quad (\text{员猿猿})$$

式中: F_x ——轴向水推力, 皂 (皂);

D_1 ——转轮直径, 皂;

D_2 ——轮毂直径, 皂;

K_x ——轴向水推力系数。

5) 估算水轮机的质量

水轮机质量 M (不包含调速器、油压设备及其其他的辅助设备时) 可按下式计算：

$$M = \frac{Q}{\eta} \left(\frac{1}{\alpha} + \beta \right) \quad (5-10)$$

式中： M ——水轮机质量， t ；

α ——与直径 D 有关的指数；

β ——与水头有关的指数；

η ——系数。

① 当 D 采用金属蜗壳时， α, β 值由表 5-10 查出。当水头 H 较低且采用砼蜗壳时，用式 (5-10) 计算出的结果减去金属蜗壳的质量才是水轮机的净质量。

表 5-10 混流式水轮机的 α, β 值

D	H	α	—	—
H	—	—	β_1	β_2
α	β_1	—	$\frac{\eta}{\beta_1}$	$\frac{\eta}{\beta_2}$
β	β_2	β_1	—	—
η	β_2	β_1	—	—

② 当 D 采用砼蜗壳时， α, β 值由表 5-11 查出。当采用金属蜗壳时，用式 (5-10) 计算出的结果加上金属蜗壳的质量才是水轮机的净质量。

表 5-11 轴流式水轮机的 α, β 值

D	β		
H	β_1	β_2	β_3
α	β_1	β_2	$\frac{\eta}{\beta_3}$
β	β_3	—	—
η	β_3	—	—

③ 金属蜗壳质量 M_c ：

$$M_c = \frac{Q}{\eta} \left(\frac{1}{\alpha} + \beta \right) \quad (5-11)$$

式中： Q ——设计水头下发出额定功率时的单位流量， m^3/s ；

6) 水轮机运转综合特性曲线的绘制

(1) 绘制等效率曲线 η 列表计算：在 $H_1 \sim H_2$ 内取 β 个水头列表计算。

混流式水轮机按表 5-12 计算，轴流转桨式水轮机按表 5-13 计算。

摇(圆)绘制 η 越(晕)工作特性曲线摇以 η 为纵坐标,以 晕为横坐标,得出各水头下的 η 越(晕)工作特性曲线,如图 员源园所示。

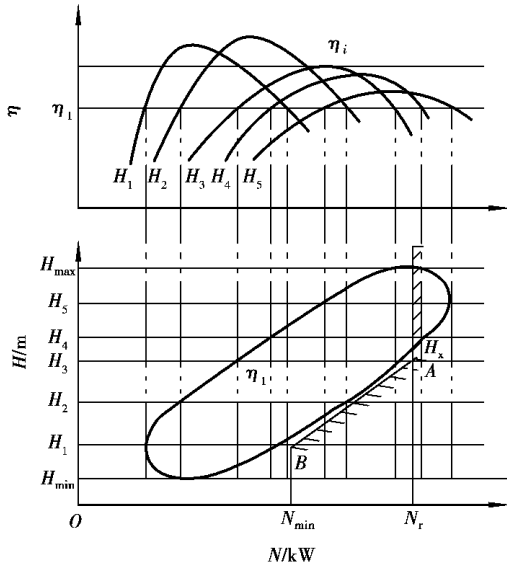


图 员源园 绘制等效率曲线

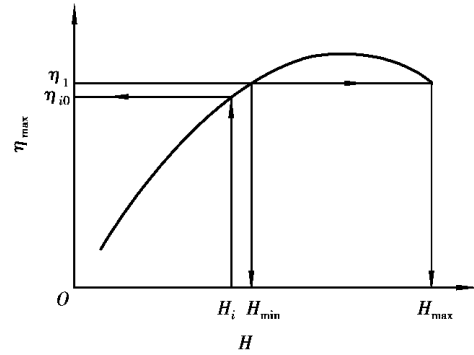


图 员源员 最高效率辅助曲线

在绘制此曲线时,有时其最高效率点不易找出。同时,在作等效率曲线时,其拐点不易找出,此时都应借助于 η 越(匀)辅助曲线,如图 员源员所示。

(猿)绘制 η 越(匀,晕)等效率曲线摇在 匀-晕坐标图上,作各水头的水平线,如 匀_1, 匀_2, 匀_3, 匀_4, 匀_5... 在 η 越(晕)曲线图上每隔 员像 ~ 圆像作 η 越(晕)水平线,交各曲线于各点,将各点投影到 匀-晕坐标图上,再将各 η 相等的点连成光滑的曲线,即为等效率曲线。

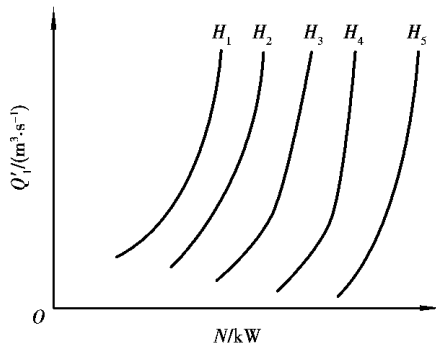


图 员源圆 匀(越(晕)辅助曲线

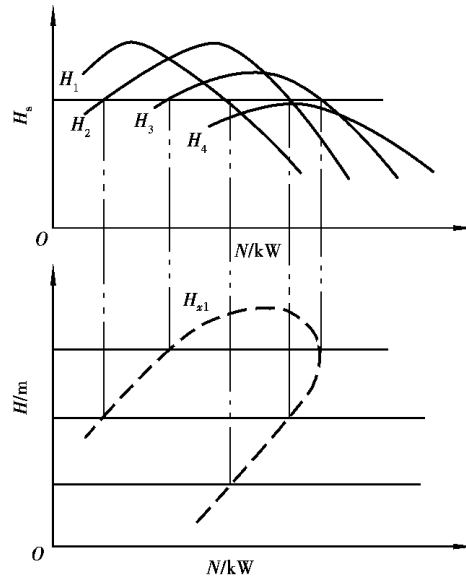


图 员源猿 匀(越(匀,晕)曲线

(源)绘制出力限制线摇水轮机出力限制线由圆部分组成。在设计水头 $H_{设计}$ 到最大水头 H_{max} 范围内,水轮机出力受发电机额定容量 $N_{额}$ 的限制,所以这一段出力限制线为一条垂直线;在设计水头 $H_{设计}$ 到最小水头 H_{min} 范围内,水轮机出力受水轮机的最大过流能力的限制。此时,导叶开度已达最大值,所以出力限制就是缘出力储备线。在 H_{min} 下已得出功率 N_{min} 值,于是在 H_{min} 坐标图上,得到月点,连接 $月$ 即为设计水头 $H_{设计}$ ~ H_{min} 的出力限制线。但对于在水轮机,由于没有缘出力储备线,此时应按最大开度来计算。

(缘)绘制等吸出高度线 $H_{吸}$ 越 $H_{吸}$ 匀,晕)

①绘制 $H_{吸}$ 越 $H_{吸}$ 匀,晕)辅助曲线,从计算表 $表$ 员 $源$ 或表 $表$ 员 $源$ 中可直接得出,如图 $图$ 员 $源$ 所示。

②绘制 $H_{吸}$ 越 $H_{吸}$ 匀,晕)曲线。

在 $图$ 员 $源$ 综合特性曲线上作各水头下的 $H_{吸}$ 越 $H_{吸}$ 匀,晕)水平线,交各 σ 越 σ 匀,晕)曲线于若干点,将各点的 σ 及 $H_{吸}$ 记入表 $表$ 员 $源$ 中。

根据 $图$ 员 $源$ 由 $H_{吸}$ 查出晕值,记入表 $表$ 员 $源$ 中,并计算 $H_{吸}$ 的值。

根据表 $表$ 员 $源$ 中的 $H_{吸}$ 与晕绘制各水头下的 $H_{吸}$ 越 $H_{吸}$ 匀,晕)曲线,如图 $图$ 员 $源$ 所示。

表 $表$ 员 $源$ 等吸出高度曲线计算表

$H_{吸}$	$H_{吸}$					$H_{吸}$				
	σ	$H_{吸}$	晕	σ 垣 $\Delta\sigma$	$H_{吸}$	σ	$H_{吸}$	晕	σ 垣 $\Delta\sigma$	$H_{吸}$
$H_{吸}$										
$\Delta\sigma$										
吸出高度 曲线的计算										

(远)绘制 $H_{吸}$ 越 $H_{吸}$ 匀,晕)曲线

①在 $H_{吸}$ 坐标图内,对 $H_{吸}$ 每隔 $员$ 皂作水平线交于 $H_{吸}$ 越 $H_{吸}$ 匀,晕)于各点。

②将上述各交点转绘制在 $H_{吸}$ 坐标图上,并将各 $H_{吸}$ 相等的点光滑连接成一条曲线,如图 $图$ 员 $源$ 所示。

员)水轮机选型方案的综合比较分析

当水轮机有几种方案同时入选时,就需从动能指标、经济指标、水轮机运行特性、水轮机的制造、运输和安装等诸多方面进行分析比较,最后选定技术合理、经济效益较高的最优方案。

(员)动能指标的分析比较摇动能指标主要是指水电厂的保证出力、装机容量及年电能等指标。

①比较各方案的平均功率和年电能:

$$N_{平均} = \frac{N_{额} \cdot H_{设计} \cdot \eta}{1000} \quad (员) 员)$$

$$W_{年} = 8760 \cdot N_{平均} \quad (员) 员)$$

式中： $\bar{N}_{\text{选}}$ ——平均功率， MW ；
 $\bar{E}_{\text{选}}$ ——年发电量， $\text{MW} \cdot \text{h}$ ；
 $\bar{Q}_{\text{选}}$ ——水轮机的平均流量， m^3/s ；
 $\bar{H}_{\text{选}}$ ——电站平均水头， m ；
 $\bar{T}_{\text{选}}$ ——电站年运行时间， h ；
 $\eta_{\text{选}}^{\text{发}}$ ——发电机平均效率；
 $\eta_{\text{选}}^{\text{水}}$ ——水轮机平均效率。

$$\eta_{\text{选}}^{\text{运}} = \frac{\sum \eta_{\text{选}}^{\text{水}} \eta_{\text{选}}^{\text{发}} \Delta \Omega_{\text{选}}}{\sum \Omega_{\text{选}}} \quad (\text{员选})$$

式中： $\eta_{\text{选}}^{\text{水}}, \eta_{\text{选}}^{\text{发}}$ ——在运转综合特性曲线上，两相邻效率线上的效率值；
 $\Delta \Omega_{\text{选}}$ ——两相邻等效率线间的面积，可用几何方法或用积分仪求出，如图 员选源所示。

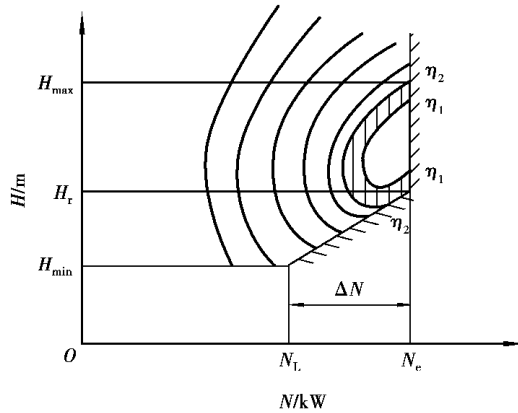


图 员选源 摇水轮机的受阻容量、平均功率和年电能

因此，要求所选方案具有较高的 $\bar{N}_{\text{选}}$ 及 $\bar{E}_{\text{选}}$ 。

②比较水轮机的额定功率。在设计水头 $\bar{H}_{\text{选}}$ 下各方案水轮机的额定功率为：

$$\bar{N}_{\text{选}} = \bar{Q}_{\text{选}} \bar{H}_{\text{选}} \eta_{\text{选}}^{\text{水}} \eta_{\text{选}}^{\text{发}} \quad (\text{员选})$$

将各方案设计水头下的功率与电站要求的水轮机额定功率进行比较，要求设计水头下的功率大于或等于水轮机的额定功率。

③比较水轮机的受阻容量。水轮机的受阻容量是指额定功率 $\bar{N}_{\text{选}}$ 与最小水头下的极限功率 N_{min} 的差值，如图 员选源中的 ΔN ：

$$\Delta N = \bar{N}_{\text{选}} - N_{\text{min}} \quad (\text{员选})$$

要求水轮机的受阻容量越小越好。

(圆)水轮机运行特性的比较摇水轮机的运行特性包括能量特性、空蚀性能及工作稳定性等。

①水轮机能量特性的比较。水轮机的效率越高，其能量特性越好，一般情况下是比较水轮机综合特性曲线的工作区域所包含的最高效率和平均效率的高低，即在 $\bar{H}_{\text{选}} \sim \bar{H}_{\text{选}}$ 及出力限制线所包含范围内的最高效率和平均效率越高的水轮机，其能量特性就越好。

②空蚀性能的比较。它主要是比较各方案的吸出高度 H_s 的大小, H_s 越小说明水轮机抗空蚀的性能就越差。

③工作稳定性的比较。它主要是比较各方案水轮机的振动及压力脉动的大小。

(猿)经济指标的比较摇经济指标包括投资及年运行费用。投资包括水力机械设备的投资、电气设备投资、金属结构部分的投资和土工建筑部分的投资,其大小可以和各制造厂家商定。

①水力机械部分的投资。它主要包括水轮机、调速器、主阀、所有辅助设备、管路、管件以及起重设备投资等。

②电气部分的投资。它主要包括水轮发电机、变压器、励磁装置、开关设备、自动化设备及配电设备投资等。

③金属结构部分的投资。它主要包括压力钢管、进口阀门、起重设备、尾水闸门投资等。

④土工建筑部分的投资。它主要包括厂房水下和水上部分,即与机组形式和尺寸有关的部分土建投资。

水电站的年运行费用主要包括机组大修及折旧费、日常检修及维护费、人员工资、福利及行政开支、水资源费等。

以上投资及费用最少的方案即为最优方案。

员源 摇水轮发电机的初步选择计算

员) 发电机主要尺寸的估算

(员) 极距的选择

①根据统计资料分析、极距与每极容量关系如下:

$$\tau \text{ 越 } \frac{\sqrt{\text{泽}}}{\text{责}} \quad (\text{员源园})$$

式中:泽——发电机的额定容量,瓩·粤;

责——磁极对数;

噪——系数,一般为愿~员源

②功率因数的选择,如设计的电站在电网中担任基荷,或以超高电压远距离送电,无功功率通常采用就近就地补偿和平衡措施,常取 $\text{精} \text{越 } \frac{\text{泽}}{\text{增}}$ 所以

$$\text{泽} \text{ 越 } \frac{\text{增}}{\text{精}}$$

③由上式求出的 τ 后,需要校核发电机在飞逸状态线速度 增 是否在转子的材料的允许范围内。

$$\text{增} \text{ 越 } \text{噪} \cdot \tau \quad (\text{员源员})$$

式中:噪——飞逸系数与水轮机型式有关或按机组的飞逸转速 灶 与额定转速 $\text{灶}_\text{额}$ 的比值 $\frac{\text{灶}}{\text{灶}_\text{额}}$ 确定;

增——转子额定线速度,当 $\text{灶} \text{ 越 } \text{灶}_\text{额}$ 时,数值上等于极距 τ 。

(圆) 定子内径的选择

$$阅_{圆} > \frac{圆}{\pi}$$

摇摇计算后进行圆整。

(猿) 定子铁芯长度的选择

$$圆_{圆} > \frac{圆}{\pi} \quad (员_{圆})$$

式中 : 悦——系数。

代入数据求得并圆整取 圆_{圆}, 定子铁芯长度 圆_{圆} 主要受发电机的通风冷却和运输条件的限制, 当 圆_{圆} 跃 圆_{圆} 时, 通风较困难, 当 圆_{圆} 跃 圆_{圆} 时, 电机效率降低, 根据运输条件, 当 圆_{圆} 跃 圆_{圆} 时, 一般采用现场叠装定子。

(源) 定子铁芯外径 阅_{圆}

$$\left. \begin{aligned} 灶_{圆} &\leq \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆} \\ 灶_{圆} &\text{ 跃 } \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆} \end{aligned} \right\} \quad (员_{圆})$$

(缘) 飞轮力矩

$$圆_{圆} > \frac{圆_{圆}}{\pi} \quad (员_{圆})$$

式中 : 噪——经验系数, 灶_{圆} 跃 圆_{圆} 时, 取 噪_{圆} 跃 圆_{圆}, 灶_{圆} 跃 圆_{圆} 时, 取 噪_{圆} 跃 圆_{圆}, 两者之间取 噪_{圆} 跃 圆_{圆}

将各数据带入得 圆_{圆}。

(远) 校核发电机的结果尺寸

$$\frac{圆_{圆}}{圆_{圆}} \text{ 跃 } \frac{圆_{圆}}{\pi} \quad (采用伞式布置)$$

摇摇(苑) 确定发电机的型号摇摇根据上述的计算结果, 即可选择水轮发电机的型号。

(圆) 发电机外形尺寸估算

(员) 平面尺寸的估算

① 定子机座外径 阅_{圆}:

$$\begin{aligned} 灶_{圆} &\text{ 跃 } \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}, \text{ 灶}_{圆} > \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆} \leq 灶_{圆} \text{ 跃 } \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}, \text{ 灶}_{圆} > \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}; \\ 圆_{圆} &\leq 灶_{圆} \text{ 跃 } \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}, \text{ 灶}_{圆} > \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆} \leq 灶_{圆} \text{ 跃 } \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}, \text{ 灶}_{圆} > \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}; \\ 灶_{圆} &\geq \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}, \text{ 灶}_{圆} > \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}. \end{aligned}$$

摇摇② 风罩内径 阅_{圆}:

$$圆_{圆} \leq \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}, \text{ 灶}_{圆} > \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}, \text{ 灶}_{圆} \text{ 跃 } \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}, \text{ 灶}_{圆} > \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}.$$

摇摇③ 转子外径 阅_{圆}:

$$阅_{圆} > \frac{圆_{圆}}{\pi} \quad (员_{圆})$$

式中 : 圆——单边气隙, 初步设计时可忽略不计, 故 阅_{圆} 跃 圆_{圆}

④ 下机架最大跨度 阅_{圆}:

$$\frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}, \text{ 灶}_{圆} > \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}, \text{ 灶}_{圆} \text{ 跃 } \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}, \text{ 灶}_{圆} > \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}, \text{ 灶}_{圆} > \frac{圆_{圆}}{\pi} \text{ 跃 } 圆_{圆}.$$

式中 : 阅_{圆}——水轮机机坑直径。

(圆) 轴向尺寸计算

① 定子机座高度 圆_{圆}:

式中 : G ——发电机的总质量 , M

P ——发电机的额定容量 , n ;

n ——额定转速 ;

K ——系数 ,对悬式取 1.0 ,对伞式取 1.1 ,对水冷式取 1.2 ;

(圆)发电机转子的估算摇发电机转子质量一般可按发电机总质量的 $1/3$ 估算 ,即 $G_{\text{转子}} = G/3$

员源 员 水轮机选型

员目的和意义

水轮机选型 的内容包含了上述所有内容 ,因此实际中可利用计算机来协助设计人员完成这一繁杂的计算及绘图工作 ,以便很快地得到适用于某一水电站参数下的所有可能和优选的水轮机方案 ,从而大大减轻设计工作者的工作量。

圆)水轮机选型 的内容

包括水轮机的选型计算 ,以及运转特性综合曲线的换算与绘图工作。

猿)程序设计思想及程序框图

(员)建立基本数据库摇在进行水轮机选型设计时 ,经常要应用各种机型参数及其模型综合特性曲线以及标准直径系列、标准同步转速系列等。因此 ,应建立基本数据库 ,包括各种机型参数库、标准直径及转速数据库、各种机型相应的模型综合特性曲线数据库等。

(圆)程序的基本设计思想摇与人工完成这一部分工作一样 ,首先根据给出的电站原始参数 ,在型谱中选出合适的机型 ,然后根据其相应的模型特性曲线及参数进行水轮机参数的计算及绘图工作。

具体来讲 ,设计程序可以自动完成水轮机型号的选择 ,水轮机主要参数的计算 ,工作范围图的绘制 ,运转综合特性曲线的绘制 ,设计参数输出 ,模型综合特性曲线等资料查阅 ,设计工况点选择 ,转轮直径与转速调整等工作。

(猿)程序框图摇如图 员源 员 所示。

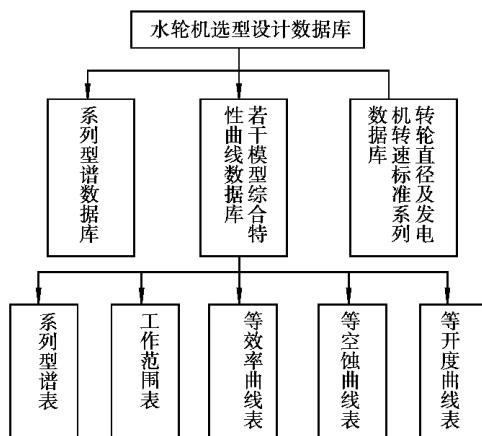


图 员源 员 程序框图

瀑水轮机选型设计系统界面

水轮机选型设计系统界面,如图 员缘苑 所示。



图 员缘苑 瀑水轮机选型设计系统界面

员缘 叶片泵的选型设计

员缘 原始资料及选型原则

泵的应用极为广泛,不同的应用领域应有不同的要求,所以泵选型的方法是多种多样的。可以将泵的所有应用领域分成 圆类:

第一类是各种工业装置,如热电站、化工装置等。这些装置对所有的泵结构、材料等有特别的要求,所以对每一类型的装置都有专门设计的系列产品,如锅炉给水泵、化工流程泵等。这类泵的选型比较简单,只要(而且必须)在相应的专门系列中选择即可。

第二类应用领域是对结构、材料等没有特别要求的场合,如农业排灌、城市给排水和水利工程等泵站。

泵的选型可按下面的原则来进行:

员 泵选型的原始资料

泵的选型是根据泵站和泵装置系统的设计部门提供的原始资料的参数,选择合理的泵型号和计算泵的各种性能参数,其主要的原始资料有:

① 泵站或泵装置系统的最大扬程 H_{max} ,设计扬程 H_d ,最小扬程 H_{min} 和平均扬程 H_a 等;泵站进水池和出水池的高程;泵站和泵装置系统要求的最大流量 Q_{max} ,最小流量 Q_{min} 和设计流量 Q_d 等。

- ② 泵站或泵装置系统的总容量(功率)。
- ③ 泵站或泵装置系统输送介质资料,如为水时,水中含砂量及砂粒大小等。
- ④ 泵站或泵装置系统的管道尺寸及布置情况。
- ⑤ 泵站或泵装置系统的运行情况。

圆) 泵选型的原则

通常泵的选型应满足以下要求:

- ① 能满足泵站或泵系统抽送流量及扬程要求。
- ② 所选用的泵应是效率高的,并使出现几率较多的工况点在高效率范围内,同时泵不发生空蚀和动力超载的现象。
- ③ 按所选的泵机组建造的泵站或安装的泵系统,其机电设备和土建投资应是最省的。
- ④ 便于操作维修,节约能源,其运行费用和管理费用应是最小的。
- ⑤ 对一个泵站或装置系统应尽量选用同一型号的泵,而且希望选用标准化、系列化的产品。

以上是一般性的要求,而且这些要求难以同时得到满足。对具体的泵站或一个泵系统的选择设计,还要根据实际情况进行分析计算,以确定最佳的选型方案。

员) 轴流泵叶片的选型计算

员) 根据泵系列型谱图或泵产品特性曲线进行选型

(员) 选型方法和步骤 当泵的尺寸不是很大时,应尽可能在现有的系列型谱中选型,因为成批生产的产品成本较低,维修也比较方便。用系列型谱图或产品的特性曲线进行选型,其选型的方法和步骤如下:

- ① 根据设计扬程,在泵系列型谱上或泵的产品特性曲线图上,初步选出扬程符合要求而流量不等的几个产品型号。
- ② 根据泵站或泵装置系统的设计流量及每种泵型号的设计流量,计算出每个型号泵所需要的台数。
- ③ 根据初步选型的型号,确定管径及管路的具体布置,作管路系统的特性曲线,并由管路特性曲线,求出在最大、平均、设计和最小扬程时的工况点。要求平均扬程对应的工况点落在泵的高效率范围内,其他工况的效率也尽可能高。在各种扬程下,流量应该能满足泵站的设计流量。泵在设计规程所要求的设计扬程下,其流量不得小于泵站的设计流量。泵在所有的工况下,特别是在最高和最低扬程的工况下不应该发生空化或动力机过载,构件(特别是叶片)的强度应满足要求。如果不符合上述要求,可采用调节措施或另选泵型,使其尽量在合理的范围之内运行。

④ 根据选型的原则,对各种方案进行技术经济比较,选出其中比较优秀的型号。

⑤ 对所选择的型号,进行各种扬程下性能参数的计算,绘制其运转特性曲线,并将吸水高度(安装高度)也绘在运行特性曲线图上。运转特性曲线是以扬程为横坐标,流量、轴功率、效率和几何吸水高度为纵坐标绘制的泵在直径和转速一定时的运转曲线。

由于轴流泵叶片角度可以调节,不同的叶片角,其特性曲线将有所不同。因此,对轴

流泵还应绘出叶片转角的位置以及轴功率线等。

(圆)选型应注意的要点

①在泵型选择时,如遇到轴流泵和混流泵均可选择时,要进行分析比较后确定;如低扬程大流量的排灌站,多选用轴流泵或混流泵。同时,在选型时还要考虑到混流泵的以下优点:混流泵高效率范围比轴流泵宽;流量变化时,泵轴功率变化较小;动力机经常在额定功率附近运行,比较经济;适应流量变化广,在需要小流量的场合可以连续运行;抗空蚀性能好,土建投资较省;安装检修方便等。在选型时,若混流泵和轴流泵都可使用的场合,应优先选用混流泵。

②泵的结构型式对泵站布置和泵装置的设计有较大影响。卧式泵安装精度要求较低,检修方便,造价也低;但在泵起动前必须充水,泵站占地面积大,适合在吸水池水位变动不大的地方使用。而立式泵占地面积小,起动方便,但安装要求较高,检修不便,适合在吸水池水位变动大的地方使用。

③机组台数对投资、运行管理等均有影响:当台数少时,单机容量大,机电设备少;反之单机容量小,机电设备多,这些都将直接影响泵站的土建投资。在运行管理管理上,台数多时,泵站流量调节较灵活,但小型机组的效率低,运行费用和管理费用均要增加;而台数少时,泵站流量调节受到一定限制,一旦机组发生故障对泵的装置系统影响较大。

④对于多级的抽水泵站,各级泵站联合运行时泵的流量要协调一致,无论哪一级站都不应有弃水或供水不足现象,因此第一级站的机组台数应当多于末级站的机组台数。

(圆)根据水力模型性能参数进行选型计算

根据水力模型性能参数进行选型计算的方法为设计新的产品型号或专门的泵产品所采用。对大型泵的选型设计来说,用此方法能在保证性能良好条件下确定泵的设计参数。该方法如下:

①根据泵的水力模型特性曲线,选取模型设计点的扬程和流量 $匀_模$, $摇_模$, 由给定的真机要求的扬程 $匀$ 和流量 $摇$, 则可得系数:

$$\left. \begin{aligned} 匀 > 匀_模 \\ 摇 > 摇_模 \end{aligned} \right\} \text{(系数)} \quad (1)$$

②由模型机和真机相似关系:

$$\left. \begin{aligned} 匀 > 匀_模 \left(\frac{阅_模}{阅} \right)^2 \\ 摇 > 摇_模 \left(\frac{阅_模}{阅} \right)^3 \end{aligned} \right\} \text{(系数)} \quad (2)$$

③由于 $匀$ 和 $摇$ 是已知的, 则联立求解, 可得到所设计泵的转轮直径 $阅$ 和转速 $灶$ 分别为

$$\left. \begin{aligned} 阅 > 阅_模 \sqrt{\frac{匀_模}{匀}} \\ 灶 > \frac{灶_模}{阅_模} \frac{阅_模}{阅} \end{aligned} \right\} \text{(系数)} \quad (3)$$

④根据选定的 和 阅,计算在最大扬程、设计扬程和平均扬程各点的流量、功率和吸水高度值。

⑤进行泵效率的修正计算。

⑥绘制泵运行特性曲线,进行分析比较,最后确定泵的类型。

⑦当泵选定后,与其配套的动力机的功率即可计算。

目前泵的配套动力机主要有两种:电动机和柴油机。

电动机配套功率由下式确定:

$$P_{\text{电}} = \frac{P_{\text{轴}}}{\eta_{\text{电}}} \quad (10-10)$$

式中: $P_{\text{轴}}$ ——泵的轴功率, kW;

$\eta_{\text{电}}$ ——传动效率,电动机通常是直接传动,可取 $\eta_{\text{电}} = 1$;

$K_{\text{电}}$ ——电动机的功率储备系数,当泵轴功率 $P_{\text{轴}} \leq 15$ kW 时, $K_{\text{电}} = 1.1 \sim 1.2$;

柴油机配套功率的确定:

$$P_{\text{柴}} = \frac{P_{\text{轴}}}{\eta_{\text{柴}}} \quad (10-11)$$

对于柴油机,传动效率可取:联轴器传动, $\eta_{\text{柴}} = 0.95 \sim 0.98$; 齿轮传动, $\eta_{\text{柴}} = 0.9 \sim 0.95$;

皮带传动, $\eta_{\text{柴}} = 0.85 \sim 0.9$ 。功率储备系数的取值:当 $P_{\text{轴}} \leq 15$ kW 时, $K_{\text{柴}} = 1.1 \sim 1.2$;

当 $15 < P_{\text{轴}} \leq 30$ kW 时, $K_{\text{柴}} = 1.2 \sim 1.3$; 当 $P_{\text{轴}} > 30$ kW 时, $K_{\text{柴}} = 1.3 \sim 1.4$ 。

泵吸出高度计算

泵安装高度(吸出高度)计算的准确与否,对泵运行的空化影响较大,对于大型的排灌站,安装高度还直接影响土建工程的投资额。

泵的安装高度可用下式计算:

$$H_{\text{安}} = H_{\text{静}} + \Delta H_{\text{动}} + \Delta H_{\text{损}} + \Delta H_{\text{空}} \quad (10-12)$$

式中: $H_{\text{安}}$ ——安全余量,部颁标准 $H_{\text{安}} = 1 \sim 2$ m, 规定 $H_{\text{安}} = 1 \sim 2$ m, 而工程实际中通常取 $H_{\text{安}} = 1 \sim 2$ m。

水轮机蜗壳的水力设计

圆蜗壳类型及主要参数的选择

水轮机蜗壳应该满足以下要求：

①保证水流在导水机构内形成一定的速度环量，在蜗壳内的平均流速和局部流速不超过水力损失所允许的流速范围，同时不应使蜗壳断面尺寸过大。

②保证水流轴对称地进入导水机构，流量沿导水机构均匀分布，在主要工况下，水流均以不大的冲角绕流导叶。

③蜗壳的外形尺寸、断面尺寸以及结构等，应满足水电站的厂房布置和水轮机的结构要求。

④保证蜗壳具有足够的强度。

水轮机蜗壳水力设计的主要任务是：选择蜗壳形式、计算和选择蜗壳主要参数以及绘制蜗壳的水力单线图。

圆蜗壳类型的选择

蜗壳分为混凝土蜗壳和金属蜗壳两种类型。其形式的选择主要是根据水电站的水头进行的，最大水头在 100m 以内的机组，通常采用混凝土蜗壳，这类蜗壳的断面形状呈“栽”形或“Γ”形，其包角为 180°；当水头超过 100m 时，一般选用钢板焊接蜗壳，断面形状有圆形及椭圆形两种，包角一般为 120°。若水头大于 100m 仍要采用混凝土蜗壳，须在蜗壳内加钢板里衬，但会使得成本增加，甚至还会超过采用金属蜗壳的成本，此时应进行技术经济比较才能决定采用哪种蜗壳型式。

圆蜗水轮机主要参数的选择

1) 蜗壳包角 φ 的选择

蜗壳包角 φ 是指从蜗壳尾端到进口断面的角度,它是蜗壳的主要参数之一,反映了蜗壳包围导水机构的程度,它将会影响电站的投资及水轮机的效率。通常取座环特殊固定导叶出口边作为蜗壳包角的起始断面,取垂直于引水管道轴线的垣载方向断面作为蜗壳的进口断面。

对于高水头的水电站,一般选取完全包角的金属蜗壳,包角 φ 越清缘-猿园越通常采用 φ 越清缘-猿园,而砼蜗壳的包角可在 φ 越清缘-猿园的选择。对低水头大流量的水电站,通常采用 φ 越清缘-猿园的蜗壳,对厂房布置有特殊要求时,也可采用 φ 越清缘-猿园的蜗壳,有时为了减小蜗壳的进口断面宽度和便于蜗壳与进水管的连接,还可采用 φ 越清缘-猿园的大包角蜗壳。

2) 蜗壳进口流速的选择

蜗壳进口断面的平均流速 v_0 与蜗壳尺寸及蜗壳水力损失等因素有关。若 v_0 较大,则蜗壳和导水机构中的水力损失相应增大,反之亦然。在流量相同的条件下, v_0 越大,则断面尺寸可减小,从而减小对电站的投资。

通常情况下, v_0 是由水轮机的设计水头来决定的,即

$$v_0 = k_v \sqrt{H} \quad (圆式)$$

式中: k_v ——流速系数。对砼蜗壳,取 k_v 越清缘-猿园~猿园;对金属蜗壳,取 k_v 越清缘-猿园~猿园。 k_v 也可以从曲线图圆式中查取。

同时,进口平均流速 v_0 也可从其他资料图表中直接查得。

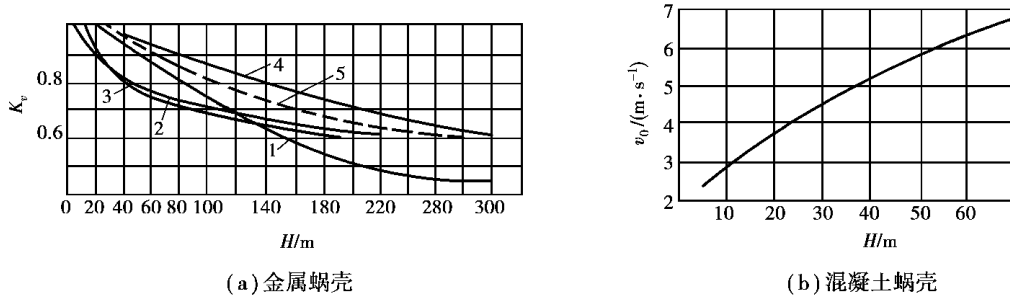


图 2 圆蜗水轮机蜗壳进口断面流速系数与水头的关系曲线

圆蜗水轮机金属蜗壳的水力设计计算

对金属蜗壳进行水力计算,就是在给定设计水头 H_0 ,设计流量 Q_0 ,导水机构高度 z 及座环尺寸的条件下,确定蜗壳各断面的形状和尺寸,并绘制出蜗壳单线图,列出蜗壳断面尺寸表,以便制造及作为蜗壳强度计算和水电站厂房设计的依据。

摇摇金属蜗壳与座环的连接结构,如图 圆图所示。其中, $R_{\text{鼻}}$ 为固定导叶外切圆半径; $R_{\text{座}}$ 为座环蝶形边半径; h 为蝶形边至导水机构水平中心线高度; α 为蝶形边锥角,一般取 15° ; $\rho_{\text{鼻}}$ 为蝶形边锥角顶点所在半径。

图 圆图的其余符号含义,将在下面的计算中逐一介绍。

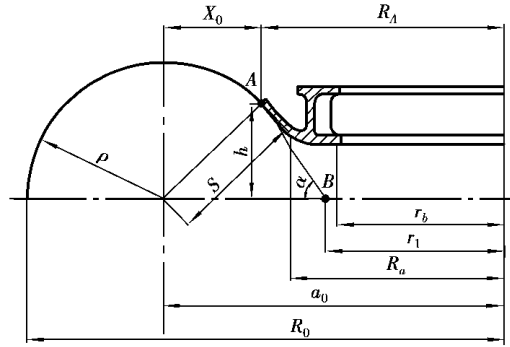


图 圆图摇摇蜗壳与座环的连接结构尺寸图

圆图摇摇进口断面的计算

水流沿圆周均匀地向导水机构供水,蜗壳任意断面的流量为:

$$Q_{\text{壳}} = \frac{\varphi_{\text{壳}}}{\varphi_{\text{总}}} Q_{\text{总}} \quad (\text{圆图})$$

式中: $Q_{\text{壳}}$ ——流过任意断面的流量, m^3/s ;

$\varphi_{\text{壳}}$ ——任意断面至蜗壳鼻端的包角, (度);

$Q_{\text{总}}$ ——水轮机的设计流量, m^3/s ;

因此,蜗壳进口断面的流量为:

$$Q_{\text{园}} = \frac{\varphi_{\text{园}}}{\varphi_{\text{总}}} Q_{\text{总}} \quad (\text{圆图})$$

摇摇进口断面面积为:

$$F_{\text{园}} = \frac{Q_{\text{园}}}{v} = \frac{\varphi_{\text{园}}}{\varphi_{\text{总}}} \frac{Q_{\text{总}}}{v} \quad (\text{圆图})$$

摇摇进口断面的半径为:

$$\rho_{\text{园}} = \sqrt{\frac{F_{\text{园}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{\varphi_{\text{园}}}{\varphi_{\text{总}}} \frac{Q_{\text{总}}}{v\pi}} \quad (\text{圆图})$$

摇摇蜗壳中心线到主轴中心线的距离为(见图 圆图):

$$x_{\text{园}} = R_{\text{鼻}} \tan \frac{\alpha}{2} + R_{\text{座}} \sqrt{\frac{\rho_{\text{园}}}{R_{\text{座}}}} \quad (\text{圆图})$$

摇摇蜗壳断面的外圆半径为:

$$R_{\text{园}} = x_{\text{园}} + \rho_{\text{园}} \quad (\text{圆图})$$

圆图摇摇蜗壳其余断面的计算

蜗壳其余断面的计算是按照水流运动规律 $v = \frac{Q}{F}$ 来进行的。由于受到与座环连接的影响,蜗壳圆形断面从进口开始延续至某一断面时,将过渡为椭圆形断面,因此蜗

壳其余断面的计算应分成圆个方面来进行。

员) 从圆形断面过渡为椭圆形断面的临界包角值

$$\varphi_{泽} \text{ 越 } \frac{\rho_{泽}}{R_0} \sqrt{\frac{R_0}{\rho_{泽}}} \quad (\text{圆 } 20)$$

式中: 悦——蜗壳常数, 由进口断面参数确定:

$$\text{悦} \text{ 越 } \frac{\varphi_{圆}}{\sqrt{\frac{R_0}{\rho_{圆}}}}$$

摇摇当计算断面 $\varphi_{泽} \text{ 约 } \varphi_{泽}$ 时, 应采用椭圆形断面; $\varphi_{泽} \text{ 越 } \varphi_{泽}$ 时, 应采用圆形断面。

圆) 圆形断面尺寸的计算

$$\left. \begin{aligned} \text{载}_{泽} &\text{ 越 } \frac{\varphi_{泽}}{\text{悦}} \sqrt{\frac{R_0}{\rho_{泽}}} \\ \rho_{泽} &\text{ 越 } \sqrt{\frac{R_0}{\text{载}_{泽}}} \\ \text{葬}_{泽} &\text{ 越 } \frac{R_0}{\text{载}_{泽}} \\ \text{砸}_{泽} &\text{ 越 } \frac{R_0}{\rho_{泽}} \end{aligned} \right\} \quad (\text{圆 } 21)$$

摇摇符号如图 圆21 所示。

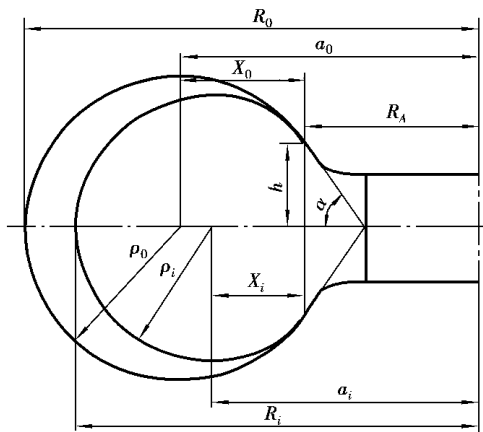


图 圆21 圆蜗进口断面及圆形断面的计算

猿) 椭圆形断面的计算

当 $\varphi_{泽} \text{ 约 } \varphi_{泽}$ 时, 如果此时蜗壳的断面为圆形断面, 那么圆半径为:

$$\rho_{泽} \text{ 越 } \frac{\varphi_{泽}}{\text{悦}} \sqrt{\frac{R_0}{\frac{\rho_{泽}}{R_0} \frac{R_0}{\rho_{泽}}}} \quad (\text{圆 } 22)$$

摇摇当 $\alpha \text{ 越 } \alpha_{缘}$ 时,

$$\rho_{泽} \text{ 越 } \frac{\varphi_{泽}}{\text{悦}} \sqrt{\frac{R_0}{\frac{\rho_{泽}}{R_0} \frac{R_0}{\rho_{泽}}}} \quad (\text{圆 } 23)$$

摇摇由于圆断面已不能与座环碟形边相连接, 故应转换为椭圆形状, 但这两者的断面面积应相等。

当 $\frac{R_1}{R_2} > \frac{R_3}{R_4}$ 时

$\rho_{短} > \sqrt{\frac{R_1 R_2}{R_3 R_4}} \rho_{原}$ (原则) 当 $\frac{R_1}{R_2} < \frac{R_3}{R_4}$ 时

$\rho_{短} < \sqrt{\frac{R_1 R_2}{R_3 R_4}} \rho_{原}$

当 $\frac{R_1}{R_2} > \frac{R_3}{R_4}$ 时

$\rho_{短} > \rho_{原}$

当 $\frac{R_1}{R_2} < \frac{R_3}{R_4}$ 时

(原则)

式中 $\rho_{长} \rho_{短}$ ——椭圆形断面的长、短半径；

R_1 ——座环固定导叶外缘半径。

其余符号如图 10-10 所示。

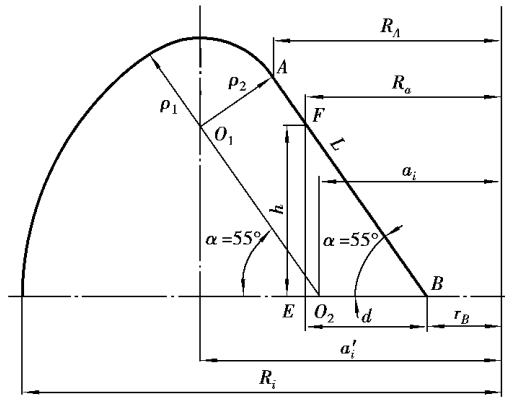


图 10-10 椭圆形断面的计算

根据以上计算结果,即可绘制出蜗壳单线图,如图 10-11 所示。

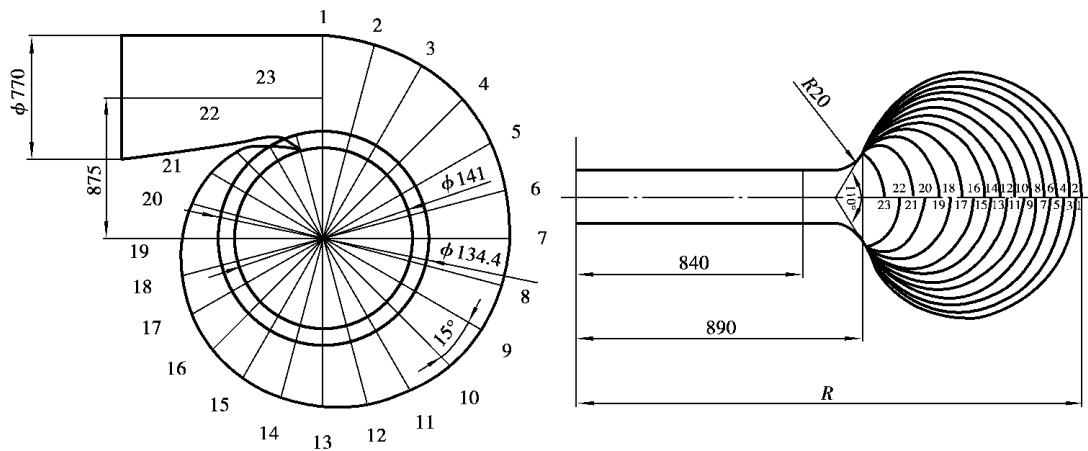


图 10-11 蜗壳水力单线图

圆蜗壳混凝土蜗壳的水力设计计算

混凝土蜗壳的水力设计是按速度矩增越的基本假定进行的。由于断面形状为非圆形断面,此时流过任意断面的流量为:

$$Q = \int_{\theta_1}^{\theta_2} v_{\theta} r d\theta \quad (2.1)$$

圆蜗壳混凝土蜗壳包角的选择

混凝土蜗壳包角通常在 φ_{θ} 范围内。当水头均匀时, φ_{θ} 当水头不均匀时, φ_{θ}

圆蜗壳混凝土蜗壳断面形状的选择

混凝土蜗壳断面形状共有 4 种,相应的参数范围见表 2.1

表 2.1 混凝土蜗壳断面形状及参数

形状	平顶 Γ 形 (灶)	下伸 栽形 (皂跃灶)	对称 栽形 (皂越灶)	上伸 栽形 (皂约灶)
	灶	灶	灶	灶
	灶 \leq 灶			
	灶 常用 灶			
	灶	灶	灶	灶

圆蜗壳混凝土蜗壳水力设计计算方法

常用的方法有图解积分法及数值解法。这里介绍一种比较完善的数值解法,它可以准确地一次求出混凝土蜗壳的水力单线图。关于图解积分法可参阅有关设计手册及教材。

进口断面流量为:

$$Q_0 = \int_{\theta_1}^{\theta_2} v_{\theta} r d\theta \quad (2.2)$$

任意断面流量为:

$$Q = \int_{\theta_1}^{\theta_2} v_{\theta} r d\theta \quad (2.3)$$

圆蜗且进口断面上：

$$\varphi_{\text{圆}} = \frac{r_{\text{原}}}{r_{\text{圆}}} \frac{v_{\text{原}}}{v_{\text{圆}}} \quad (1)$$

式中： $\varphi_{\text{圆}}$ ——蜗壳流速系数， $v_{\text{原}}/v_{\text{圆}}$ ——圆蜗

对于中间断面，变化规律有圆种：一种是直线规律，另一种是抛物线变化规律。

①当为直线分布规律变化时：

$$\begin{aligned} v_{\text{圆}} &= v_{\text{原}} \\ v_{\text{灶}} &= v_{\text{灶}} \end{aligned}$$

故

$$\varphi_{\text{圆}} = \frac{r_{\text{原}}}{r_{\text{圆}}} \left[\frac{v_{\text{灶}}}{v_{\text{灶}}} \frac{r_{\text{灶}}}{r_{\text{灶}}} \frac{v_{\text{灶}}}{v_{\text{灶}}} \frac{r_{\text{灶}}}{r_{\text{灶}}} \right] \quad (2)$$

圆蜗②当为抛物线分布规律变化时：

$$\begin{aligned} v_{\text{圆}} &= v_{\text{原}} \left(\frac{r_{\text{原}}}{r_{\text{圆}}} \right)^2 \\ v_{\text{灶}} &= v_{\text{灶}} \left(\frac{r_{\text{原}}}{r_{\text{灶}}} \right)^2 \end{aligned}$$

故

$$\varphi_{\text{圆}} = \frac{r_{\text{原}}}{r_{\text{圆}}} \left[\frac{v_{\text{灶}}}{v_{\text{灶}}} \frac{r_{\text{灶}}}{r_{\text{灶}}} \frac{v_{\text{灶}}}{v_{\text{灶}}} \frac{r_{\text{灶}}}{r_{\text{灶}}} \right] \quad (3)$$

式中： $\varphi_{\text{圆}}$ ——圆蜗流速系数；

$r_{\text{原}}$ ——一座环固定导叶的进、出口边半径；

$r_{\text{圆}}$ ——任意中间断面的最大外侧半径， $r_{\text{灶}}$ ——圆蜗

③在 $r_{\text{圆}}$ 的变化范围内，即 $r_{\text{灶}} \sim r_{\text{原}}$ 内任取若若干个点，计算出相应断面的 $\varphi_{\text{圆}}$ 、 $v_{\text{圆}}$ ，从而绘制出 $\varphi_{\text{圆}} \sim r_{\text{圆}}$ 曲线及 $v_{\text{圆}} \sim r_{\text{圆}}$ 曲线，即可得到蜗壳的平面图及单线图，如图 1-10 所示。

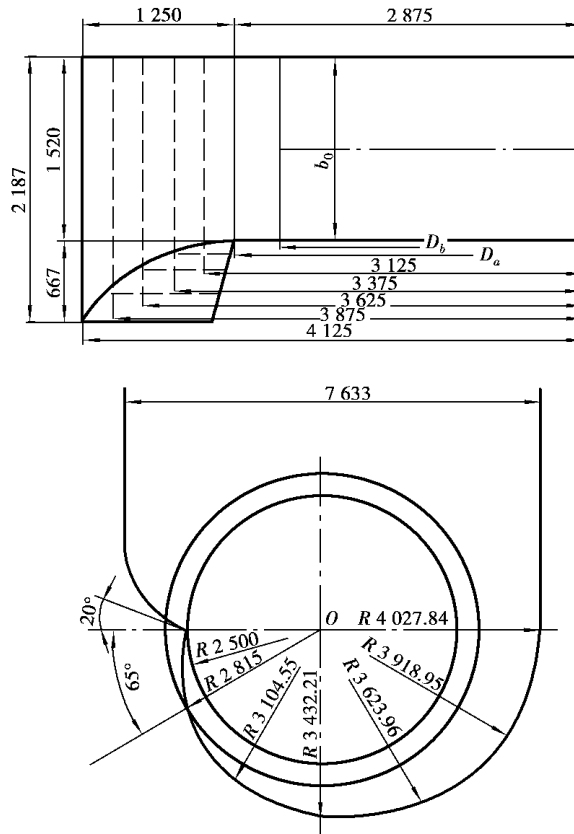


图 圆壳 混凝土蜗壳水力单线图

猿

水轮机导水机构运动图的绘制

按照水流在水轮机导叶中的流动方向来分,导水机构有以下猿种基本类型:

①径向式导水机构:水流沿垂直于水轮机轴线的平面径向地流过导叶。此时由于导叶轴线均布在与水轮机同心的圆柱面上,故又称圆柱式导水机构。其导叶传动机构为平面运动机构,结构较简单。

②斜向式导水机构:水流沿着以水轮机轴为中心线的圆锥面斜向地流过导叶。此时由于导叶轴线均布在与水轮机同心的圆锥面上,故又称圆锥式导水机构。这种导水机构主要用于斜流式水轮机和灯泡式水轮机。其导叶传动机构不是平面运动机构,致使结构较复杂。

③轴向式导水机构:水流沿着与水轮机同心的各个圆柱面轴向地流过导叶。此时由于导叶轴线位于半径方向上,故又称圆盘式导水机构。这种导水机构主要用于全贯流式水轮机。其功用和缺点与斜向式导水机构较相似,且因导叶的排挤使流速大为增加,造成较大的水力损失,性能不如斜向式导水机构优越。

猿种径向式导水机构的几何参数选择

猿种导叶数在 z 范围内,导叶轴线分布圆直径 r 及导叶翼弦长度 l 蕴

大型水轮机应尽量缩小其径向尺寸及减轻单个导叶的质量,使其具有较高的效率,

故应采用较小的 $z_{\text{导}}$ 值及较多的导叶数 $z_{\text{导}}$ 。小型水轮机应简化结构,故应采用较少的导叶数 $z_{\text{导}}$, $z_{\text{导}}$ 值可稍加扩大些。

对于大中型水轮机,其参数可由表 7-1 选取。

表 7-1 大中型水轮机导叶数 $z_{\text{导}}$ 及导叶轴线分布圆直径 $D_{\text{导}}$

转轮直径 $D_{\text{转}}$	约 1.0	1.0 ~ 1.5	1.5 ~ 2.0	2.0 ~ 3.0
导叶数 $z_{\text{导}}$	10	12	16	20
$D_{\text{导}}/D_{\text{转}}$	1.2 ~ 1.5			

对于中小型水轮机,其参数可由表 7-2 中选取。

表 7-2 中小型水轮机导叶数 $z_{\text{导}}$ 及导叶轴线分布圆直径 $D_{\text{导}}$

水轮机型式	混流式、轴流式、斜流式			贯流式		冲击式		
转轮直径 $D_{\text{转}}$	0.5 ~ 1.0	1.0 ~ 2.0	2.0 ~ 4.0	2.0 ~ 4.0	4.0 ~ 10.0	0.5 ~ 1.0	1.0 ~ 2.0	2.0 ~ 4.0
导叶数 $z_{\text{导}}$	10	12	16	16	12	10	12	16
$D_{\text{导}}/D_{\text{转}}$	1.2 ~ 1.5	1.2 ~ 1.5	1.2 ~ 1.5	1.2 ~ 1.5	1.2 ~ 1.5	1.2 ~ 1.5	1.2 ~ 1.5	1.2 ~ 1.5

当导叶数 $z_{\text{导}}$ 及导叶分布圆直径 $D_{\text{导}}$ 确定之后,即可按导水机构紧密关闭的原则来计算栅距及翼弦长度。栅距可按下式计算:

$$s = \frac{\pi D_{\text{导}}}{z_{\text{导}}} \quad (7-1)$$

通常取叶栅稠密度 $\frac{s}{c} = 1.2 \sim 1.5$,即可计算得翼弦长度。

导叶高度 h 及导叶出流角 α

导叶高度 h 决定着流入转轮的水流过流断面面积的大小,其值应根据水力损失最小和结构安全可靠的原则来确定。在转轮法向出口处:

$$\frac{h}{D_{\text{导}}} = \frac{1}{\sigma} \frac{1}{\sin \alpha} \quad (7-2)$$

式中 σ ——考虑导叶挤压、水流粘性、环量损失等的影响系数。通常 $\sigma = 1.2 \sim 1.5$,对于最优工况 $\sigma = 1.2 \sim 1.5$,对于限制工况 $\sigma = 1.5 \sim 2.0$

当导叶出流角 α (或开度 θ) 在 $15^\circ \sim 30^\circ$ 内变化时,导叶中的水力损失最小。为此,导叶高度 h 和出流角 α 的选择应当相互匹配,一般 $\alpha = 15^\circ \sim 20^\circ$

导叶开度 θ

水轮机导叶的开度 θ 是指从一个导叶的出口边到相邻导叶的最短距离。随着导叶位置的不同,开度是不相同的。在绘制导水机构运动图时,常用到的特征开度值为:

员) 径向开度 $\overline{\text{葬}}_{\text{圆}}$

$$\overline{\text{葬}}_{\text{圆}} \approx \frac{\pi \overline{\text{阅}}_{\text{圆}}}{\text{在}_{\text{圆}}} \approx \frac{\pi \overline{\text{阅}}_{\text{员}}}{\text{在}_{\text{圆}}} \quad (\text{猿猿})$$

式中 : $\overline{\text{阅}}_{\text{圆}}$ ——导叶处在径向位置时尾部圆的直径。

圆) 相对开度 $\overline{\text{葬}}_{\text{圆}}$

$$\overline{\text{葬}}_{\text{圆}} \approx \frac{\overline{\text{葬}}_{\text{圆}}}{\overline{\text{葬}}_{\text{圆}}} \approx \frac{\overline{\text{葬}}_{\text{圆}}}{\pi \overline{\text{阅}}_{\text{圆}}} \quad (\text{猿猿})$$

摇摇由模型到真机的开度换算公式为 :

$$\overline{\text{葬}}_{\text{圆}} \approx \overline{\text{葬}}_{\text{圆}} \frac{\overline{\text{阅}}_{\text{圆}}}{\overline{\text{阅}}_{\text{圆}}} \frac{\text{在}_{\text{圆}}}{\text{在}_{\text{圆}}} \quad (\text{猿猿})$$

式中 : $\overline{\text{葬}}_{\text{圆}}$, $\overline{\text{阅}}_{\text{圆}}$, $\text{在}_{\text{圆}}$ ——分别为真机的导叶开度、转轮直径及导叶数 ;

$\overline{\text{葬}}_{\text{圆}}$, $\overline{\text{阅}}_{\text{圆}}$, $\text{在}_{\text{圆}}$ ——分别为模型机的导叶开度、转轮直径及导叶数。

猿) 最优开度 $\overline{\text{葬}}_{\text{圆}}$

指水轮机在最优工况下的开度。

$$\overline{\text{葬}}_{\text{圆}} \approx \overline{\text{葬}}_{\text{圆}} \frac{\overline{\text{阅}}_{\text{圆}}}{\overline{\text{阅}}_{\text{圆}}} \frac{\text{在}_{\text{圆}}}{\text{在}_{\text{圆}}} \quad (\text{猿猿})$$

源) 最大开度 $\overline{\text{葬}}_{\text{圆}}$

指水轮机在设计水头下发出额定功率时的水轮机导叶开度 , 或最小水头下的 $\overline{\text{葬}}_{\text{圆}}$ 与缘缘出力限制线交点的导叶开度。

缘) 最大可能开度 $\overline{\text{葬}}_{\text{圆}}$

指导叶所能开大的最大开度 , 通常为 :

$$\overline{\text{葬}}_{\text{圆}} \approx \overline{\text{葬}}_{\text{圆}} \frac{\overline{\text{阅}}_{\text{圆}}}{\overline{\text{阅}}_{\text{圆}}} \frac{\text{在}_{\text{圆}}}{\text{在}_{\text{圆}}} \quad (\text{猿猿})$$

猿猿) 猿猿导叶翼型

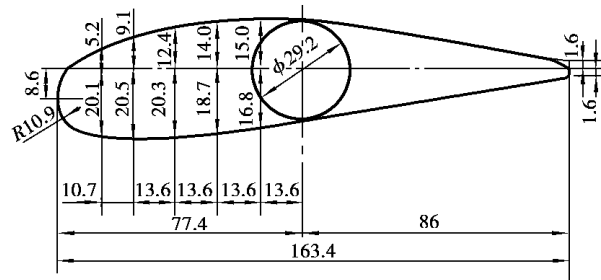
导叶形状有猿种 , 即对称型导叶、正曲率导叶和负曲率导叶。对水头为源圆~员缘皂的不同比转速水轮机导水叶片的设计计算表明 , 导水叶片的弯曲程度(曲率)相差甚小 , 实际上可以采用同一正曲率导叶翼型 , 这种导叶已经标准化。图猿猿给出了圆种标准导叶的轮廓尺寸 , 也可以直接查阅有关资料获得导叶翼型轮廓。

猿猿) 猿猿导水机构结构设计的基本要求

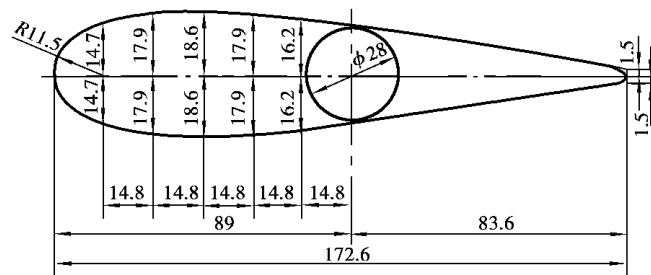
猿猿) 猿猿导水机构的作用

导水机构的主要作用是 :

- ① 形成或改变进入转轮的水流环量。
- ② 协同引水室向转轮均匀供水。
- ③ 按电力系统所需的功率调节通过水轮机的过流量。



(a) 标准的正曲率导叶



(b) 标准的对称型导叶

图 猿猿 两种标准导叶的轮廓尺寸(导叶数在 猿 越 源, 转轮直径 阅 越 员皂)

④导叶在关闭位置时能停止水轮机运行,并在机组甩负荷时防止产生飞逸。

猿猿 猿 导水机构结构设计的基本要求

在结构设计上导水机构应满足以下要求:

①导水机构过流部件应与模型水轮机相应部件保持几何相似。即在所有工况下,水流应平滑地绕流导叶,导叶尾部不应形成漩涡。

②导叶的最大开度 α_{max} 和最大可能开度 α_{max} 要可靠,以保证水轮机有足够的过流能力。

③在关闭状态下,导叶与导叶之间的间隙(立面间隙),导叶上端面与顶盖的间隙以及导叶下端与底环的间隙(端面间隙)要合理,既能保证机组可靠地停机和水利机的调相运行,又能便于导叶的安装及调整。

④导水机构中应有安全保护装置,如设置切断销、限位销等,以防止导叶被异物卡住而引起主要传动部件破坏。

⑤导水机构应转动灵活,各部件之间的摩擦面应有良好的润滑。

⑥导叶应具有足够的强度和刚度。

⑦对多泥沙河流中的水轮机导水机构,还应在结构设计及材料选择上采取适当措施,以防止磨损破坏。

在导水机构结构设计中,许多结构尺寸和传动关系必须取决于导水机构的传动运动关系,以达到上述设计要求。因此,水轮机导水机构运动关系图是其结构设计中最重要图纸。

猿摇径向式导水机构运动图的绘制

水轮机在进行负荷调节时,导水机构各运动部件(导叶、连杆、拐臂、控制环、推拉杆、接力器等)所在位置与导叶开度 α 之间的关系图,称为导水机构运动图。

猿摇绘制导水机构运动图的目的

绘出导水机构运动图有以下目的:

- ①确定最大可能开度下所需要的接力器行程,从而最终确定各传动机构的尺寸参数;
- ②确定最大可能开度 α_{max} 下的接力器行程 s ,绘制接力器行程 s 与导叶任意开度 α 的关系曲线 $s=f(\alpha)$,并检查导水机构运行时的均衡性(即各曲线是否连续光滑);
- ③确定不同导叶开度 α 下的 β 、 λ 值,并绘制 $\beta=f(\alpha)$ 及 $\lambda=f(\alpha)$ 曲线。其中 β 为连杆与控制环小耳孔所在圆周切线方向的夹角, λ 为连杆与导叶转臂夹角,如图 猿所示。

④确定控制环大耳孔、小耳孔的相对位置,及相应的推拉杆位置,使得大耳孔在圆个极限位置时,推拉杆的偏斜角度为最小。

⑤确定导叶限位块的位置,检查传动件在不同位置下是否相撞,尤其是在剪断销(或其他保护装置)断裂时是否会造成连杆与导叶臂相撞。限位块一般位于底环上(为了减少水力损失及提高水轮机的抗空蚀能力,现在更多地把它设计在非过流部件上),其位置的确定是在导叶最大可能开度 α_{max} 下外推一个适当的距离 Δ ,如图 猿所示。

对于大中型水轮机 Δ 取 10~15mm。

对于小型水轮机 Δ 取 5~10mm。

⑥确定导叶关闭时,相邻导叶间的密封位置及导叶端面密封条的分布圆直径,或端面密封所需要的最小平面尺寸。

⑦确定固定导叶的布置位置及进、出口角,设计固定导叶形状。

绘制导水机构运动图是一项细致的工作,要求所取比例应适当大些(1:50),以减少绘图误差。

猿摇径向式导水机构运动图的绘制

1) 确定模型参数

- ①几何参数: r 、 r_0 、 r_c 、 r_s 等。
- ②模型特性曲线: $s=f(\alpha)$ 、 $\beta=f(\alpha)$ 、 $\lambda=f(\alpha)$ (限制工况)、 α_{max} 、 α_{min} 。
- ③模型导叶形状及尺寸(通常选用的是标准化导叶)。

2) 确定真机基本结构尺寸及布置导叶图

- ①由本章猿节确定其真机导水机构尺寸参数: r 、 r_0 、 r_c 、 r_s 及真机导叶形状及尺寸。

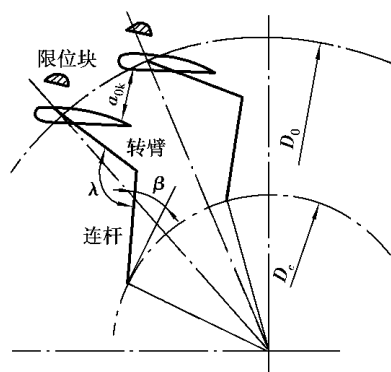


图 猿 导水机构角度关系

② 计算真机的导叶开度 $\alpha_{真}$ 或其导叶出流角 $\alpha_{真}$, 包括 $\alpha_{真}^{(1)}$, $\alpha_{真}^{(2)}$, $\alpha_{真}^{(3)}$ 等值或 $\alpha_{真}^{(1)}$, $\alpha_{真}^{(2)}$, $\alpha_{真}^{(3)}$ 等值。

对于大中型机组: 由于可以较严格地保持模型与真机的几何相似关系, 故开度 $\alpha_{真}$ 系列可由导叶开度换算公式换算得到。即

$$\left. \begin{aligned} \alpha_{真} &= \alpha_{模} \frac{D_{真}}{D_{模}} \\ \alpha_{真} &= \alpha_{模} \frac{D_{真}}{D_{模}} \\ \alpha_{真} &= \alpha_{模} \frac{D_{真}}{D_{模}} \\ \alpha_{真} &= \alpha_{模} \frac{D_{真}}{D_{模}} \end{aligned} \right\} \text{(猿猿)}$$

对于中小型机组: 由于简化结构的需要, 常常使得 $\frac{D_{真}}{D_{模}}$ 减少, 使得模型与真机之间的几何相似关系遭到破坏, 此时就不能利用上述公式进行导叶开度换算。为了使真机与模型机导水机构水流运动相似, 只有使模型机与真机的导叶出流角相等, 即保证 $\alpha_{真} = \alpha_{模}$, 这时有圆种方法均可采用。

计算法: 利用式(猿猿)计算导叶出流角 $\alpha_{真}$, 由 $\alpha_{真}$ 在运动图上求出相应的导叶开度 $\alpha_{真}$ 来。即

$$\alpha_{真} = \alpha_{模} \frac{D_{真}}{D_{模}} \quad \text{(猿猿)}$$

将各工况下的 $\alpha_{真}$ 等值代入式(猿猿)计算即可。

作图法: 此法是已知模型导叶开度 $\alpha_{模}$, 先在模型导叶布置图上, 由 $\alpha_{模}$ 求出其导叶出流角 $\alpha_{模}$, 再在真机导叶布置图上, 让 $\alpha_{真} = \alpha_{模}$, 得到真机导叶位置, 从而得到真机导叶开度 $\alpha_{真}$ 。

③ 根据导叶形状参数, 制作不少于猿个导叶, 使其在圆圆周上均布。

确定 β 与 λ 值

① 将导叶置于全关状态, 此时要求 $\beta \geq \lambda$ 否则可适当调整连杆与拐臂的长度, 在全关时, 拐臂中心线与圆圆周切线夹角为 $\varphi_{真}$ (已知值), 从而可确定出初始位置。

② 转动导叶(传动机构随之改变位置), 让相邻导叶间的开度 $\alpha_{真}$ 等于上述计算出的一系列开度值(或出流角等于计算出的出流角大小), 量取角度 β 与 λ , 并填入表猿猿中。

表猿猿 导叶运动关系值

$\alpha_{真}$	圆全关)	$\alpha_{真}^{(1)}$	$\alpha_{真}^{(2)}$	$\alpha_{真}^{(3)}$	$\alpha_{真}^{(4)}$	$\alpha_{真}^{(5)}$
β 转						
λ 转						
转						

摇摇

源)确定大、小耳孔的相对位置及接力器行程 杂

①大耳孔位置与接力器的位置有关,还与蜗壳的鼻端有关。通常情况下是取相邻两导叶所对应的中心角的角平分线为 垣载轴,与大耳孔圆 阅的交点作为控制环最大位置的中点 葬点,如图 猿猿所示。

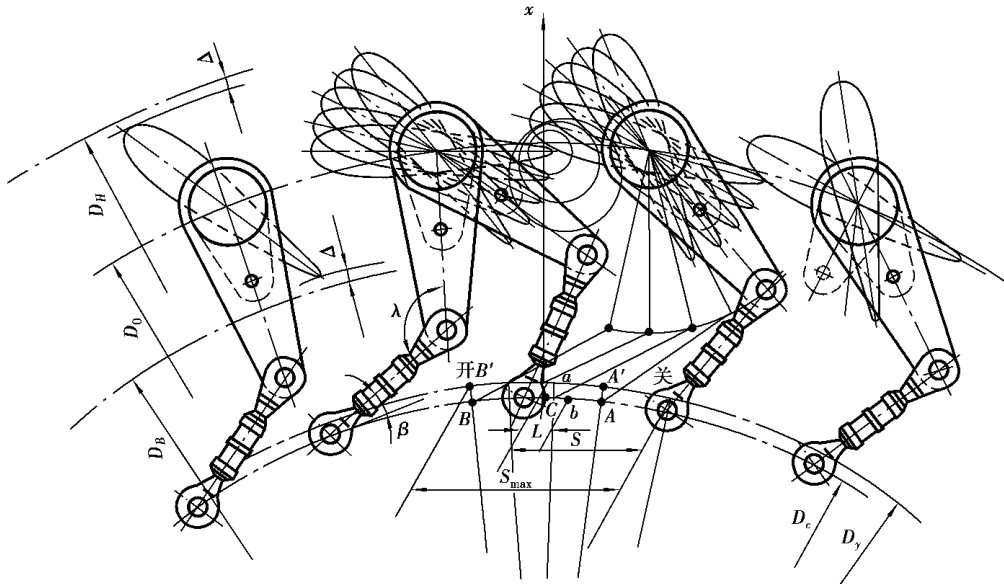


图 猿猿 导水机构运动关系

②小耳孔位置及接力器行程 杂

葬首先确定大耳孔的中间位置点 葬

遭使导叶全关,得到小耳孔中心全关位置点 粤

糟使导叶处于 葬时,得到小耳孔中心最大可能开度的位置点 月

凿将 粤的一半作为小耳孔的中间位置 悦点。

藻连接 韵粤,韵月分别与大耳孔圆周 阅相交,得交点分别为 粤乙月乙,则 粤乙月乙(弦长)就是接力器移动的最大行程 杂。

肆在大耳孔中间位置 葬点两边分别量取 $\frac{r}{\sin \beta}$,即得到大耳孔在全关和最大可能开度时的位置。

伍以 悦点为起点,量取 $\frac{\pi}{2}$ 角度,到与 葬点最为接近的点,该两点间的相对位置,即大、小耳孔的相对位置。

陆导叶处于任意开度 葬时,在全关的该开度下,大耳孔移动的弦长就是该开度下的接力器行程 杂,从图中量出并填入表 猿猿中。有了表 猿猿即可作出 β 越葬)、 λ 越葬)及 杂越葬)曲线,并检查曲线的光滑性,如图 猿源所示。

缘)确定限位块位置、密封条圆直径及有关密封尺寸

(略)

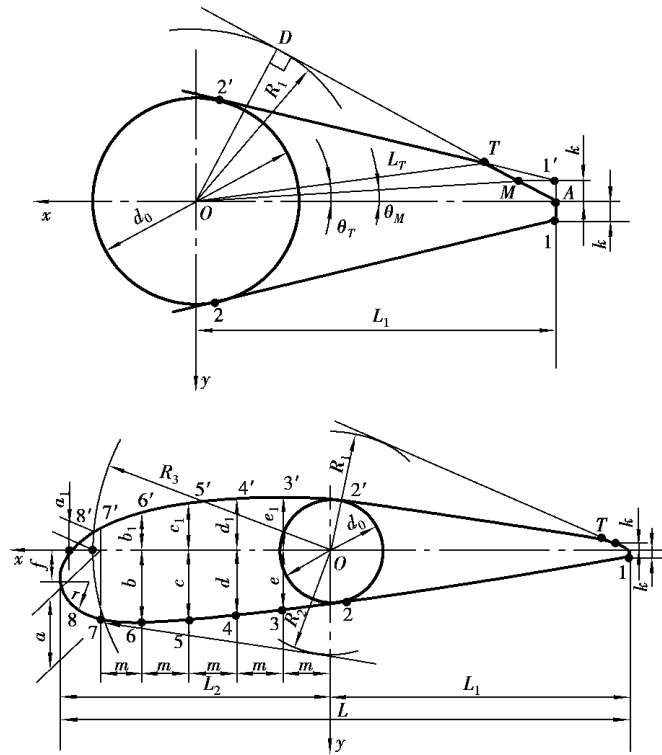


图 猿猿 导叶翼型坐标系

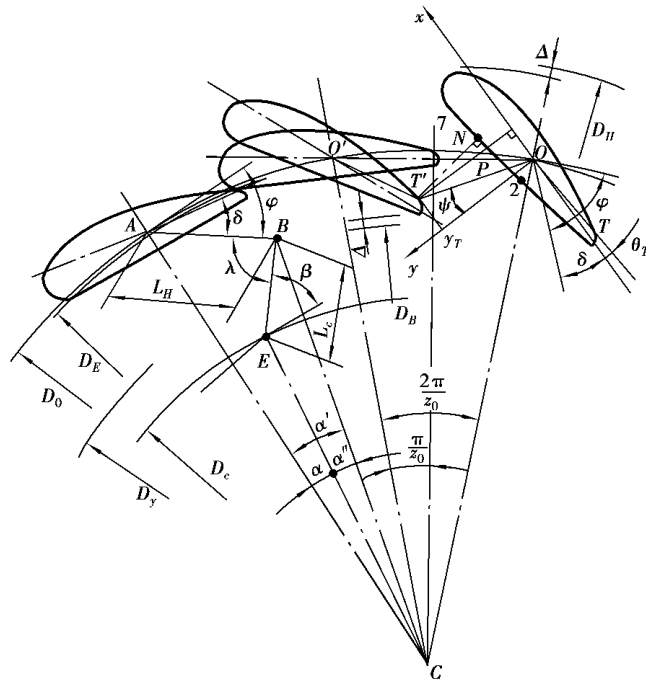


图 猿源 导叶开度的计算

源) β, λ 及接力器行程 杂的计算

$$\beta \text{ 越 } \frac{\text{阅} \cdot \text{垣} \cdot \text{原} \cdot \text{原} \cdot \text{阅} \cdot \text{泽} \cdot \varphi}{\text{阅} \cdot \text{垣} \cdot \text{原} \cdot \text{原} \cdot \text{阅} \cdot \text{泽} \cdot \varphi} \quad (\text{猿源})$$

$$\lambda \text{ 越 } \varphi \text{ 垣 } \beta \text{ 原 } \alpha \quad (\text{猿})$$

$$\alpha \text{ 越 } \alpha \text{ 忆原 } \alpha \text{ 义}$$

$$\alpha \text{ 忆越 } \frac{\text{蕴} \cdot \text{泽} \cdot \varphi}{\sqrt{(\text{阅} \cdot \text{垣} \cdot \text{原} \cdot \text{原} \cdot \text{阅} \cdot \text{泽} \cdot \varphi)}} \quad (\text{猿})$$

$$\alpha \text{ 义越 } \frac{\text{蕴} \cdot \text{泽} \cdot \beta}{\sqrt{(\text{阅} \cdot \text{垣} \cdot \text{原} \cdot \text{原} \cdot \text{阅} \cdot \text{泽} \cdot \varphi)}} \quad (\text{猿})$$

摇摇接力器行程为：

$$\text{杂越} \frac{\alpha \text{ 原 } \alpha}{\text{圆}} \quad (\text{猿})$$

式中 $\alpha \text{ 原}$ —— $\varphi \text{ 越 } \varphi \text{ 原}$ 时计算出的 α 值。

缘) 各种曲线的绘制

由式(猿) ~ 式(猿) 即可求出任意 φ 值下的 $\alpha \text{ 原}, \beta, \lambda$ 及 杂值, 从而可得出 $\beta, \lambda, \text{杂}$ 与 φ 的关系曲线。

猿摇计算框图及绘型结果

根据上述关系编程计算, 将计算结果用一接口程序自动传入 粤 中进行绘型, 绘制的图形如图 猿所示。计算框图如图 猿所示。

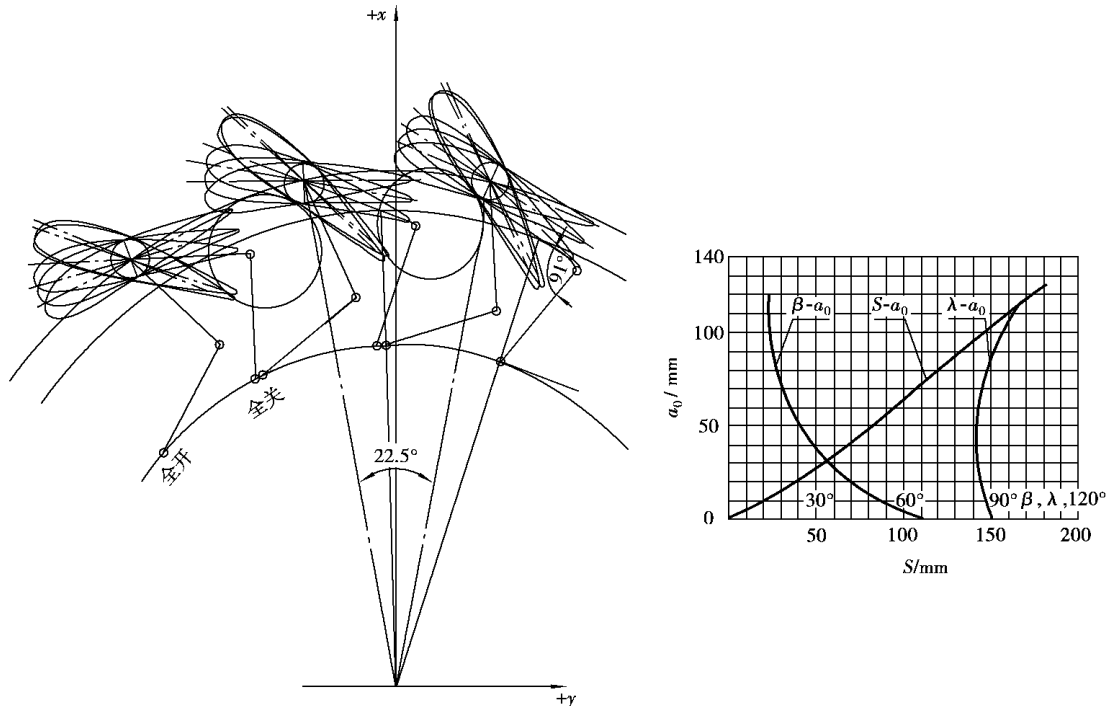


图 猿 用计算机绘制的导水机构运动图及其参数曲线

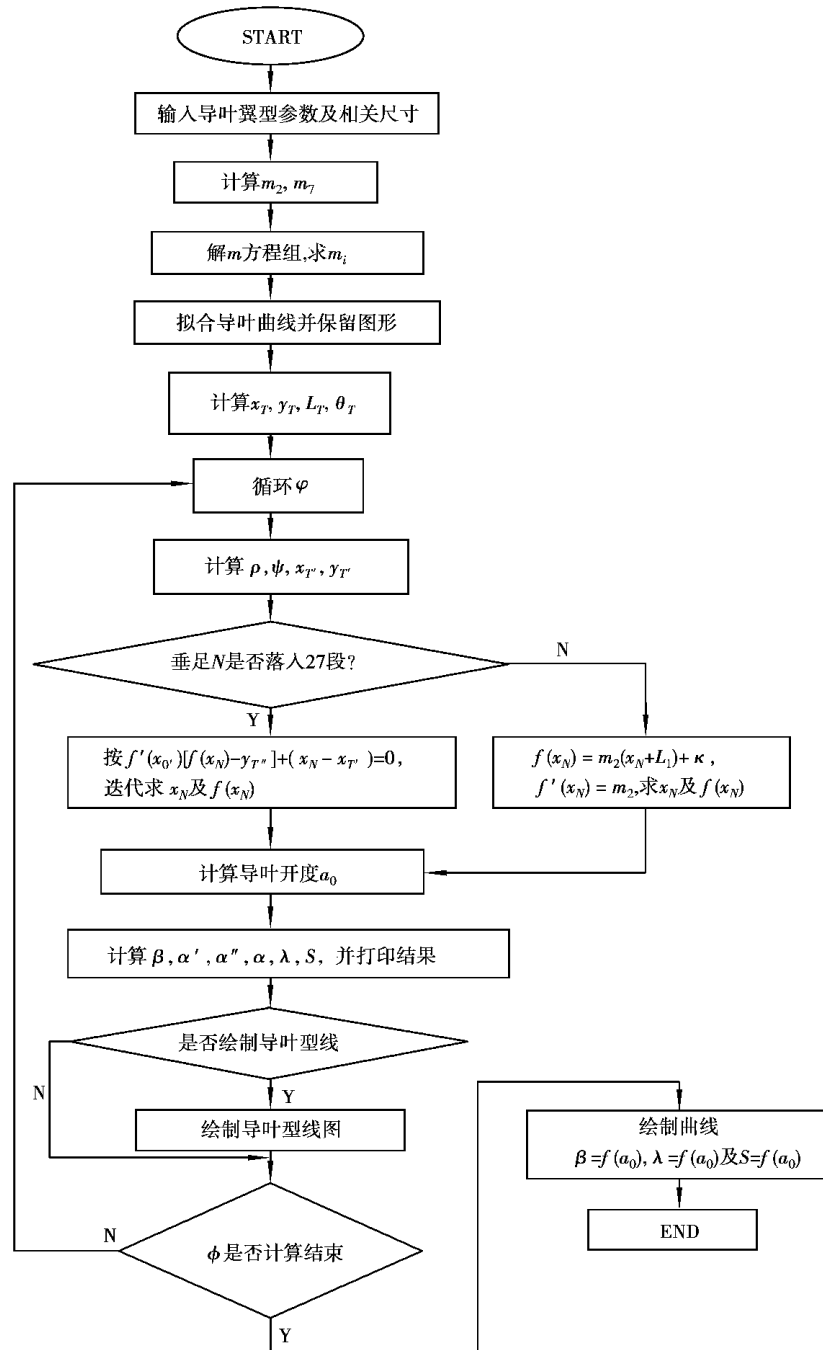


图 10-10 导水机构运动关系的计算机绘制程序框图

源

径流式水力机械转轮 (叶轮)的水力设计

摇摇

源源概述

转轮是水轮机的“心脏”，它直接把水流能量转换成机械能，转轮设计的优劣直接影响着水轮机的过流能力、水力效率、空蚀性能、工作稳定性以及水轮机对变工况的适应性。

目前，在混流式水轮机转轮的水力设计中，仍然假设：

- ①水流为理想流体；
- ②转轮中的相对运动为定常运动；
- ③叶片数无穷多，且叶片厚度无限薄；
- ④转轮内的水流呈轴对称流动。

在上述假设的条件下，对轴面流动进行不同假设，因而产生了几种不同的水力设计方法。

员一元理论设计方法

①假定轴面运动是等速运动，即沿过水断面上轴面速度 v_{θ} 等于常数。流场中任意点的 v_{θ} 大小，只与该点所在过水断面位置一个坐标有关。

②该方法适用于 λ 较低的混流式水轮机转轮的水力设计。

圆二元理论设计方法

有 n 种方法：

(员) $\omega_{\text{越园}}$ 的二元理论设计方法假设转轮区的轴面流动为有势流动,即沿过水断面上按有势流动规律分布,其大小与该断面的两坐标有关。

(圆) $\omega_{\text{越园}}$ 的二元理论设计方法假设轴面流动既不为有势流动也不是均匀分布的,而是轴面内按某一给定的规律分布,这一给定的速度分布规律是参考实验研究的结果确定的。

以上两种二元理论设计方法适用于中、高转轮的混流式水轮机转轮的水力设计。

猿 三元理论设计方法

这种设计计算方法是在叶片数为有限数,轴面流动为非轴对称流动,即在水流实际运动规律的条件下进行混流式水轮机转轮的水力设计。

目前应用比较广泛的是吴仲华教授提出的所谓“两类相对流面理论”,利用 $\omega_{\text{越园}}$ 和 $\omega_{\text{越园}}$ 两类相对流面对流动进行分析,其实质是将三元流动转化为 $\omega_{\text{越园}}$ 和 $\omega_{\text{越园}}$ 相对流面上的二元流动求解。通过求解若干个 $\omega_{\text{越园}}$ 流面上的二元流动和平均 $\omega_{\text{越园}}$ 流面上的二元流动,相互迭代计算逐步逼近得到近似的三元解。

从目前的实际情况来看,主要还是以一元或二元理论进行转轮叶片的水力设计,然后利用三元流动理论进行流动计算,再根据计算结果来修正水力设计。本章中,我们主要以 $\omega_{\text{越园}}$ 的二元理论方法来介绍转轮叶片水力设计的方法及其步骤。

源 混流式水轮机转轮基本设计参数的确定

源 由统计资料及发展趋势确定转轮的设计水平

由统计的结果分析并依据其发展的趋势,考虑所设计水轮机转轮的具体情况,比如多泥沙河流情况等,适当地选择所设计的水轮机比转速 $n_{\text{转}}$ 及空蚀系数 $\sigma_{\text{扎}}$

员 $n_{\text{转}}$ 与 $\omega_{\text{越园}}$ 的统计关系

表 源 由统计资料及发展趋势确定转轮的设计水平

年年份	$n_{\text{转}}$ 与 $\omega_{\text{越园}}$ 的统计关系
员缘园—员缘缘	$n_{\text{转}} \text{越 } \omega_{\text{越园}}^{0.5}$
员缘缘—员缘怨	$n_{\text{转}} \text{越 } \omega_{\text{越园}}^{0.6}$
员怨园—员怨缘	$n_{\text{转}} \text{越 } \omega_{\text{越园}}^{0.7}$

源 或,

$$n_{\text{转}} \text{越 } \omega_{\text{越园}}^{0.5} \text{ (中国)} \quad (\text{源员})$$

$$n_{\text{转}} \text{越 } \omega_{\text{越园}}^{0.6} \text{ (日本)} \quad (\text{源圆})$$

圆 $\sigma_{\text{扎}}$ 与 $n_{\text{转}}$ 的统计关系

由以下统计资料,即可合理确定所设计的水轮机比转速 $n_{\text{转}}$ 及空蚀系数 $\sigma_{\text{扎}}$

表 源瑶 $\sigma_{扎}$ 与 炆 的统计关系

国瑶家	$\sigma_{扎}$ 与 炆 关系式
(常用)	$\sigma_{扎} \text{ 越 } \sqrt{\frac{\text{源瑶伊}}{\text{源瑶伊}}}$
美国	$\sigma_{扎} \text{ 越 } \sqrt{\frac{\text{源瑶伊}}{\text{源瑶伊}}}$
中国	$\sigma_{扎} \text{ 越 } \sqrt{\frac{\text{源瑶伊}}{\text{源瑶伊}}}$
日本	$\sigma_{扎} \text{ 越 } \sqrt{\frac{\text{源瑶伊}}{\text{源瑶伊}}}$

源瑶混流式水轮机转轮计算工况的确定

在进行转轮水力设计之前,必须先确定转轮的计算工况,作为计算的依据和努力的目标。转轮的计算工况也就是设计转轮希望达到的最优工况(炆, 匝),在此工况下水轮机效率最高。根据上述统计资料已经确定了转轮的设计水平 炆,在此基础上如何确定(炆, 匝)呢?

由式(员)可知,适当地选择单位转速和单位流量,或在与设计转轮相近的参考模型转轮的单位参数的基础上,由已确定的 炆 来选择所设计转轮的单位参数大小。由 炆 的表达式可以看出,炆 的提高,可分别由提高 炆 或 匝,以及同时提高 炆, 匝 来实现。从我国现有转轮系列型谱中发现,在水头 匀 约 员 缘皂 的转轮中,与国外先进转轮相比,炆 普遍较低;而在 匀 跃 员 缘皂 转轮中,单位流量 匝 又普遍偏低。所以,我们建议在 匀 约 员 缘皂 转轮中,以提高 炆 为主,提高 匝 为辅;在 匀 跃 员 缘皂 的转轮中,以提高 匝 为主,提高 炆 为辅。当然,还要根据电站具体的条件来适当地调整 炆, 匝 以达到设计水平 炆 的要求。

转轮的计算工况与水轮机设计工况是 圆种不同的概念。

为了绘图、计算的方便,通常情况下均是取模型转轮直径 阅, 越 园 缘皂, 模型水头 匀, 越 员 皂来进行转轮的水力计算和设计的。

在上述确定的转轮计算工况(炆, 匝)下,则模型转轮的流量、转速分别为:

$$\text{匝} \text{ 越 } \frac{\text{源瑶伊}}{\sqrt{\text{匀} \text{ 越 } \text{园} \text{ 缘皂}}} \quad (\text{源瑶})$$

$$\text{炆} \text{ 越 } \frac{\text{源瑶伊}}{\sqrt{\text{匀} \text{ 越 } \text{园} \text{ 缘皂}}} \quad (\text{源瑶})$$

源瑶 混流式水轮机转轮过流通道几何参数及轴面投影图

转轮流道的形状及几何参数不仅对水轮机的过流能力有很大的影响,而且还直接影响着水轮机的效率和空蚀性能。因此,正确地选择确定转轮过流通道的几何参数,是混流式水轮机转轮设计中的一项重要内容。

在转轮水力设计中,大多采用旋转投影。由此可见,转轮的轴面投影就是形成的转轮轴面流道,它与流道形状及叶片数有关。轴面投影图则由导叶的相对高度、上冠和下环的流面形状以及转轮叶片的进、出水边的位置和形状来确定。

源缘导叶相对高度

导叶相对高度直接决定了转轮流道进口的断面面积。

增加,在转轮直径不变的情况下,将使转轮进口过流面积增加,过流量增加,机组出力增加,同时,导叶高度增加,导叶强度受到限制,流道高度加长,会使得转轮叶片进口边加长,叶片本身的强度和刚度受到影响。

所以,的选择还必须和相适应,使得导叶相对开度在计算工况时保持在~内,此时导叶出流角 α 在~之间,可使得导水机构内的水力损失最小。且

$$\text{源缘} \propto \frac{1}{\alpha} \quad (\text{源缘})$$

所以,的选择及确定应综合考虑。通常是按表源缘或表员缘中推荐的参考值选择后,再由式(源缘)校验 α 的范围,否则重新确定。

表源缘 与 的关系

匀	源缘	远缘	员缘	员远	圆远	圆缘	猿缘
	缘缘	缘缘	缘缘	缘缘	缘缘	缘缘	缘缘

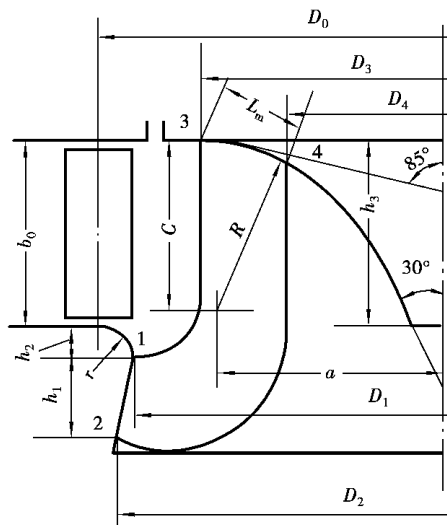
确定了后,则模型导叶高度为:

$$\text{源缘} \propto \text{远缘} \quad (\text{源缘})$$

源缘确定上冠、下环形状

转轮上冠形状对效率和最大流量的影响较大,其形状有直线型和上抬曲线型两种。

直线型的上冠其制造加工工艺性较好,但在大流量时会使效率降低,同时也会使



图源缘 转轮轴面投影图

减小,故现很少采用。而上抬曲线型上冠,虽然制造加工稍麻烦些,但它使得转轮出口附近的过流面积大大增加,从而有利于提高单位流量及水力效率,向上抬的曲线也不能太接近于水平位置,因有可能在小流量范围内上冠区域出现二次回流,所以上冠形状在向上抬处的切线与水轮机中心线的夹角应控制在左右。同时,保证上冠下部与泄水锥相接处,不产生脱流和撞击,泄水锥与主轴中心夹角应控制在以内,如图源缘所示。

下环形状及下环锥角与水轮机的比转速有关。对于低水轮机,下环形状为曲线型,能使水流平顺地拐弯,曲率半径较大,否则易产生脱流。此时转轮出口直径 D_4 与 D_3 的比值小于1;对于中高水轮机,下环形状为圆锥形或圆柱形, $D_4/D_3 \geq 1$,也就是下环具有一定的扩散锥角,这有助于增加转

轮出口的过流断面面积,对提高过流量,降低转轮出口水流速度,改善空化空蚀性能是有利的,但过大的下环锥角,将使下环曲线的曲率增大,脱流损失加大,而导致水力效率下降。

对于混流式水轮机,通常采用下环锥角 θ 在 $10^\circ \sim 15^\circ$ 范围内。

有的转轮,当下环锥角由 10° 增加到 15° 时,限制工况下单位流量有所增加,但最高效率下降。由此曾得出了“下环锥角不大于 15° ”的结论。但有的转轮,下环锥角增加到 $15^\circ \sim 20^\circ$ 时,效率并未降低,而限制工况下的单位流量仍在增大。总之,增大转轮下环锥角,过流能力通常均有增大,但对效率和空蚀性能的影响不一,下环锥角采用多大,应根据具体情况确定。随着水轮机理论计算和计算机技术的发展,现在多采用理论计算来优选下环形状方案,即选择不同的下环方案,根据有势流动进行计算,得出下环处的速度分布,根据计算结果进一步修改流道形状。

通常设计时,可参考表 2-1 来选取或参考相关的设计资料进行确定。

表 2-1 不同比转速 n_{11} 与下环锥角 θ 及叶片数 Z 在

混流式水轮机	$10^\circ \sim 15^\circ$	$15^\circ \sim 20^\circ$	$20^\circ \sim 25^\circ$	$25^\circ \sim 30^\circ$	$30^\circ \sim 35^\circ$	$35^\circ \sim 40^\circ$
θ 范围	曲线型	远-近	近-远	远-近	近-远	远-近
在	$10^\circ \sim 15^\circ$	$15^\circ \sim 20^\circ$	$20^\circ \sim 25^\circ$	$25^\circ \sim 30^\circ$	$30^\circ \sim 35^\circ$	$35^\circ \sim 40^\circ$

混流式水轮机叶片数 Z 的确定

转轮叶片数影响着水轮机的能量和空蚀性能,同时也对结构强度有很大的影响。叶片数减少时,叶片对水流的排挤作用减弱,过流量增加,摩擦损失减少,但叶片单位面积上受力增加,空蚀性能下降,强度受到影响;相反,叶片数增加时,摩擦损失增加,水流排挤作用增强,过流量有所减小,水力效率降低。

混流式水轮机转轮一般有 $10 \sim 20$ 个叶片,比转速愈低的混流式水轮机,转轮叶片数愈多。大型转轮的叶片数还应考虑加工的工艺方式,如大型高水头水轮机转轮的流道窄长,若采用铸焊结构,可选叶片数较少的转轮。

在确定转轮叶片数的同时,还须考虑其与导叶数的匹配问题,以避免两者的不匹配而产生的机组振动。叶片数可参考表 2-2 来选取。

混流式水轮机轴面投影图

根据上述所确定的各项参数,可绘制出转轮的轴面流道。为了保证水流在转轮中不因脱流而造成很大的能量损失,转轮的流道应该是逐渐收缩的。对于中、高比转速的水轮机,由于其转轮出口附近的空蚀较为严重,故可使流道在该处略有扩散。检查流道过流面积变化规律常采用作内切圆的方法,近似计算轴面水流的过水断面面积,其方法与水泵中检查叶轮流道面积的方法相同,此处略。

在轴面投影图上还须作出叶片的进、出口边位置,如图 2-1 所示。

进水边位置由 $r_{\text{进}}$ 确定,出水边位置由 $r_{\text{出}}$ 确定,其中 $r_{\text{进}}$ 的大小是已知的。

$r_{\text{进}}$ 的大小与上冠在该处的叶片进口角 $\beta_{\text{进}}$ 和单位转速 n 有关。由进口速度三角形可知 $\beta_{\text{进}}$ 较小,相对速度 $w_{\text{进}}$ 较大; $\beta_{\text{进}}$ 较大, $w_{\text{进}}$ 也大,同时叶片过分弯曲,易产生背面脱流。所以 $\beta_{\text{进}}$ 越圆越好,但考虑到叶片厚度的影响及冲角变化,保证 $\beta_{\text{进}}$ 在 $15^\circ \sim 25^\circ$ 为宜。

$$\text{当 } \beta_{\text{进}} \text{ 越圆时, } r_{\text{进}} \text{ 越 } \frac{r_{\text{进}} \sqrt{\eta_{\text{进}}}}{\pi n}。$$

在得到的轴面流场基础上,已知 $r_{\text{进}}$, $r_{\text{出}}$, 可按式校核 $\beta_{\text{进}}$ 的大小是否在 $15^\circ \sim 25^\circ$ 的范围内,否则调整 $r_{\text{进}}$ 的大小。则

$$\beta_{\text{进}} \text{ 越圆越好 } \quad (源圆)$$

从源点作垂线,并沿一圆弧与源点光滑连接,即得到叶片进水边形状,也可将进口边做成倾斜的。

叶片出口边由源点确定。源点位置影响上冠叶片轴面长度 L 及叶片包角的大小,设计时,一般取 L 越圆越好。

通过调整其大小,满足叶片包角 θ 越圆越好。至于叶片出水边的形状,由于它是在同一个轴截面内的 $r_{\text{进}}$ 越圆越好,故可由积分积出。

源圆轴面流网及 $r_{\text{进}}$ 越圆越好)曲线

源圆轴面流网的绘制

本节介绍用 ω 越圆的二元理论方法绘制混流式水轮机转轮轴面流网。

轴面流网的绘制原则是:在轴面流道图上,选取包括上冠流线和下环流流在内的缘流条流线,并使两相邻流面间的单元流道内的流量相等。又由于二元理论是假设轴面流动为有势流动,故在轴面内,流线与势线是正交的,按照上述条件即可得到精确的流网。

假定在流道转弯前足够远处(如 I—I 断面)及转弯后足够远处(如 II—II 断面),轴面流速是均匀分布的,按各单元流道流量相等的原则,即可用轴面流线来分割 I—I 及 II—II 断面。I—I 断面为圆柱面,若取 $r_{\text{进}}$ 条轴面流线(即有 $r_{\text{进}}$ 个单元流道),则在 I—I 断面上各流线点为等分点,每等分段长度为 $\frac{L}{r_{\text{进}}}$ 。II—II 断面通常是圆形或圆环形断面,按 $r_{\text{进}}$ 均布,对应等分成 $r_{\text{进}}$ 个面积相等的圆环,其等分点半径由下式确定:

$$r_{\text{进}} \text{ 越圆越好 } \quad (源圆)$$

式中: $r_{\text{进}}$ ——主轴半径,如主轴不从尾水管中伸出,则 $r_{\text{进}}$ 越圆

这样就得到了 $r_{\text{进}}$ 条流线的起始、终止的位置,如图源圆所示。在此基础上,根据流线与势线正交原则作出第一次近似的轴面流线及流网,然后按上述两原则进行计算及调整,直到满足精度要求为止。

源圆轴面流网 $r_{\text{进}}$ 越圆越好)曲线的绘制

设 ϕ 为轴面势流的势函数,则 ϕ 对轴面流线 $r_{\text{进}}$ 的方向导数就是其轴面速度 w :

$$\text{增} \approx \frac{\partial \phi}{\partial \sigma} \quad (\text{源 } 20)$$

摇摇实际计算时用很小的增量来代替微分,于是以原有的等势线为中线,在其两侧作与之相近的一组等势线(一般用虚线示出),这样猿条等势线构成了一组等势线组,则式(源20)变为:

$$\text{增} \approx \frac{\Delta \phi}{\Delta \sigma} \quad (\text{源 } 21)$$

式中:增——轴面流线与等势线中线交点处的轴面速度;

$\Delta \phi$ ——等势线中线两侧的圆条等势线的势差;

$\Delta \sigma$ ——二等势线间轴面流线的长度。

根据各单元流道的流量 $\Delta \sigma$ 相等的条件,每组等势线应满足

$$\Delta \sigma \approx \frac{\Delta \phi}{\text{增}} \quad \text{则} \quad \Delta \sigma \approx \frac{\Delta \phi}{\text{增}} \quad \text{则} \quad \Delta \sigma \approx \frac{\Delta \phi}{\text{增}} \quad \text{则} \quad \Delta \sigma \approx \frac{\Delta \phi}{\text{增}} \quad (\text{源 } 22)$$

摇摇式(源22)中各符号如图源23所示, $\Delta \phi$ 等于常数。所以

$$\Delta \sigma \approx \frac{\Delta \phi}{\text{增}} \quad \text{则} \quad \Delta \sigma \approx \frac{\Delta \phi}{\text{增}} \quad (\text{源 } 23)$$

摇摇式(源23)即为沿一组等势线检查和校核流网的条件,不同的等势线组, $\Delta \phi$ 值不同而已。计算时列表计算(见表源24),要求

$$\frac{\delta(\Delta \sigma)}{\Delta \sigma} \approx \frac{(\Delta \phi_{\text{原}} - \Delta \phi_{\text{算}}) \text{增}}{\Delta \sigma} \leq 5\%$$

摇摇由此可得到轴面速度 增 的分布规律,而

$$\Delta \sigma \approx \frac{\Delta \phi}{\text{增}} \quad \text{则} \quad \Delta \sigma \approx \frac{\Delta \phi}{\text{增}} \quad \text{则} \quad \Delta \sigma \approx \frac{\Delta \phi}{\text{增}} \quad \text{则} \quad \Delta \sigma \approx \frac{\Delta \phi}{\text{增}}$$

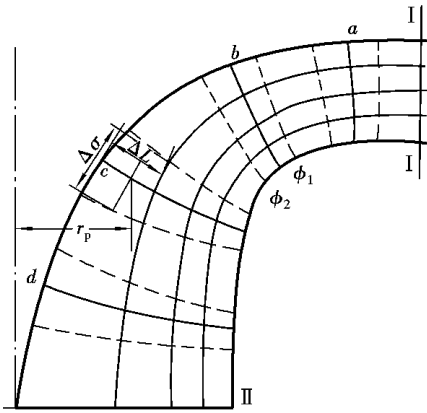
$$\text{增} \approx \frac{\Delta \phi}{\Delta \sigma} \approx \frac{\Delta \phi}{\sum \Delta \sigma_{\text{灶}}}$$

$$\Delta \phi \approx \frac{\text{增}}{\sum \Delta \sigma_{\text{灶}}}$$

导出:

$$\text{增} \approx \frac{\Delta \phi}{\Delta \sigma} \approx \frac{\text{增}}{\sum \Delta \sigma_{\text{灶}}} \quad (\text{源 } 24)$$

摇摇可列表计算,见表源24,绘制出 增 曲线,如图源25所示。



图源23 轴面流线及流网的绘制

表 源 轴 面 流 网 计 算 表

等 势 线	流 线	则	$\Delta \zeta$	$\frac{\Delta \zeta}{\Delta \sigma}$	$\left(\frac{\Delta \zeta}{\Delta \sigma}\right)_{\text{表}}$	$\Delta \sigma$	$\frac{\Delta \zeta_{\text{越}}}{\Delta \sigma (\frac{\Delta \zeta}{\Delta \sigma})_{\text{表}}}$	$\sum_{\text{灶}} \Delta \zeta_{\text{灶}}$	$\frac{\sum_{\text{灶}} \Delta \zeta_{\text{灶}}}{\Delta \zeta_{\text{越}}}$	$\frac{\delta(\Delta \sigma)}{\Delta \sigma}$
$\sigma_{\text{页}}$	ζ									
	ζ									
	ζ									
	ζ									
	ζ									
$\sigma_{\text{圆}}$	ζ									
	ζ									
	ζ									
	ζ									
	ζ									
...										
$\sigma_{\text{总}}$	ζ									
	ζ									
	ζ									
	ζ									
	ζ									

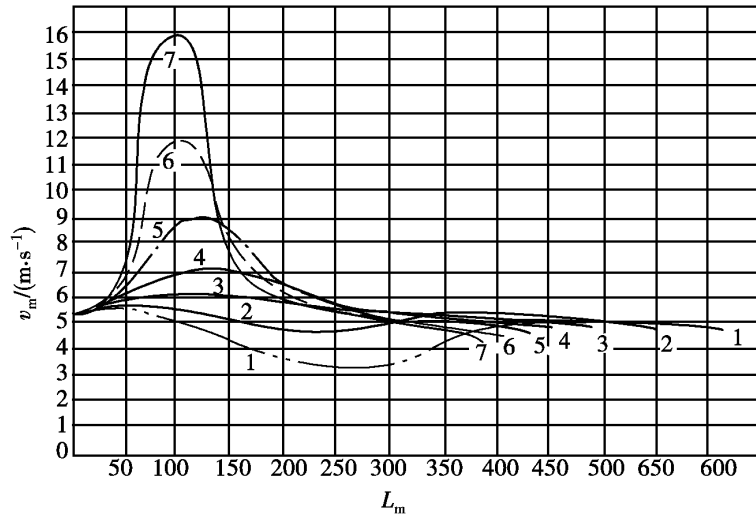


图 源瑶瑶增越枣蕴)曲线

表 源瑶 轴面速度计算表

等势线	$\sum_{\text{量级}}^{\text{灶}} \Delta \text{云}_{\text{量}}$	$\Delta \phi$	流瑶线	蕴	蕴	蕴	蕴	蕴
$\sigma_{\text{员}}$			$\Delta \text{蕴}$					
			增					
$\sigma_{\text{圆}}$			$\Delta \text{蕴}$					
			增					
$\sigma_{\text{猿}}$			$\Delta \text{蕴}$					
			增					
...			...					
$\sigma_{\text{皂}}$			$\Delta \text{蕴}$					
			增					

源瑶瑶轴面涡线的计算及叶片绘型

由流体力学可知,被绕流的叶片表面可以认为是一系列涡线所组成的涡面。因而求出这一系列的涡线,也就得到了叶片的表面。在轴对称有势流动下的涡线具有以下几个重要特征:

- ① 涡线是在轴截面上的平面曲线。
- ② 沿轴面涡线速度矩保持常数,即 增越枣蕴

③轴面涡线(增则越)就是叶片的轴面截线。

④不同的轴面涡线位于不同辐角的轴面内。

同时,叶片的进、出口边上的增则各为一定值(由水轮机基本方程式确定),在 ω 越二元理论方法中,叶片的进、出口边分别位于不同的轴面上,且两轴面的夹角就是叶片的包角 θ 。

源缘摇叶片微分方程式及其积分

水流质点在转轮中做相对运动时,描述其轴面流线上的位移 σ 与角位移 θ 之间的关系式为:

$$\sigma \text{ 越 } \frac{\omega \text{ 原增则}}{\text{增则}} \sigma \quad (\text{源缘})$$

摇摇对式(源缘)积分,即可得到转轮叶型的骨线方程:

$$\theta \text{ 越 } \int_{\sigma} \left(\frac{\omega \text{ 原增则}}{\text{增则}} \right) \sigma \quad (\text{源缘})$$

摇摇通常计算时,是将流线分成若干段进行的,即

$$\theta \text{ 越 } \sum_{\sigma} \left(\frac{\omega \text{ 原增则}}{\text{增则}} \right) \Delta \sigma \quad (\text{源缘})$$

摇摇要对式(源缘)进行计算,还必须确定增则的变化规律。

源缘摇轴面涡线沿轴面流线的变化规律

水轮机基本方程式为:

$$\eta \text{ 早 } \text{越} \omega (\text{增则原增则}) \quad (\text{源缘})$$

摇摇对于 η 较低的水轮机,通常取转轮叶片出口为法向出口,增则;对中、高 η 的水轮机,通常取转轮叶片出口为略具微小正环量出口,即增则 \neq 通常取:

$$\text{增则} \text{越} (\text{园} \sim \text{园} \text{增则}) \quad (\text{源缘})$$

所以

$$\text{增则} \text{越} \frac{\eta \text{ 早}}{\omega (\text{园} \sim \text{园})}$$

以上确定了转轮叶片进、出口的速度矩大小。从进口到出口的增则分布(即增则越枣)曲线),应使得叶型表面的速度和压力分布尽可能地合理,而且总是希望叶片的前半段集中较多的环量变化,如图源源所示。在设计计算过程中,往往还要对预置的增则越枣)曲线进行修正,最终才能确定合理的增则变化规律。

源缘摇上冠流线上叶片型骨线的计算

通常选取上冠流线作为第 n 条轴面流线的积分计算,如图源缘所示。在按 σ 越(园 \sim 园)取定一初始上冠长 σ 后,分成 n 小段,将各小段 $\Delta \sigma$ 的中点的 ω ,增则及增则等值代入下式,即可求出对应 $\Delta \sigma$ 段的辐角大小 $\Delta \theta$:

$$\Delta \theta \text{ 越} \left(\frac{\omega \text{ 原增则}}{\text{增则}} \right) \Delta \sigma \quad (\text{源缘})$$

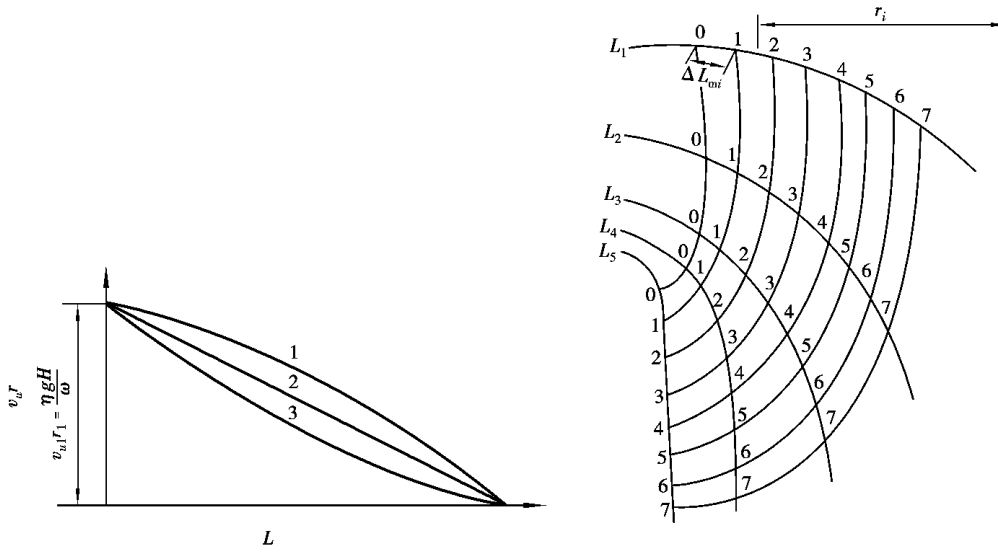


图 源 从进口到出口的 增分布

图 源 上冠流线及其余流线叶型骨线的计算

为了计算上的方便,可列表计算,见表 源

表 源 上冠流线的积分计算

源	Δ 源	源 垣 源 辮	则	源	源	增则	源 原 增则	增	增则	$\Delta\theta$
园										

$$\theta \text{ 越 } \sum_{\text{源}}^{\text{灶}} \Delta\theta_{\text{源}} \quad (\text{源 园})$$

其中,叶片包角 θ 应在适当的范围内,否则应调整 源 的长度或修改 增则 曲线,重新计算,直到满足要求为止。

一般情况下:灶 \leq 源 时, θ 越 源 缘 灶 跃 源 时, θ 越 源 缘 灶 跃 源 也可以使叶片包角 θ 与叶片数 灶 在之乘积 灶 θ 在某一范围内,以保证转轮叶片的抗空蚀性能。

源 摇 其余轴面流线叶型骨线计算

在进行其余轴面流线的积分计算时,必须使各小段的 $\Delta\theta_{\text{量}}$ 和 增 值 分别等于第一条流线上相应的各段的 $\Delta\theta_{\text{量}}$ 和 增 值,再由积分方程计算出其余轴面流线上等于 $\Delta\theta_{\text{量}}$ 和 增 值 所对应的轴面流线长度 $\Delta\text{源}$ 。当然 $\Delta\text{源}$ 是未知的,其中点的 则 及 增 也就无法确定,所以先试取一小段长 $\Delta\text{源}$,即可计算出 $\Delta\text{源}$ 。两者若吻合即可确定 $\Delta\text{源}$ 的大小,否则重新计算,直到满意为止。

计算时,可按表 源 列表进行。待所有流线均计算完之后,将各流线上的同名点(即 增 值 相等的点)连接成光滑的曲线,这就是叶片的轴面截线,如图 源 所示。

表 源 其余轴面流线叶型骨线计算

流线	$\Delta\theta$	$\Delta\text{源}$	源	增	增	增	增	增	增	增	增	增	$\sum \text{源}$
源													
源													
...													
源													

摇 注意: $\Delta\theta$ 和 增 栏与第 员 条流线各段的计算完全相等。

源 摇 叶片厚度对轴面速度 增 的影响及涡线修正

以上是考虑转轮叶片无穷多且无限薄的情况,但实际上叶片是有厚度的,数目是有限的。叶片的厚度在流道中将对水流产生排挤,使得原有的轴面流场发生改变,所计算出的轴面速度将大于叶片无穷多无限薄假设下的 增 值,由此将引起轴面涡线向后(出口边)延伸。

$$\text{增} \text{越} \frac{\text{增}}{\text{员原圆}} \text{越} \frac{\text{增}}{\psi} \text{越} \alpha \text{增} \quad (\text{源 摇})$$

式中 ψ ——叶片排挤系数,即 $\psi = \frac{1}{\alpha}$ 。

摇摇令 $\frac{v}{v_0} = \frac{v}{v_0}$ 则

$$\left. \begin{aligned} \frac{v}{v_0} &= \frac{v}{v_0} \left[\frac{v}{v_0} \sqrt{\frac{v}{v_0} (1 - \frac{v}{v_0})} \right] \\ \alpha &= \frac{1}{\psi} \left[\frac{v}{v_0} \sqrt{\frac{v}{v_0} (1 - \frac{v}{v_0})} \right] \\ \Delta l &= \frac{v}{v_0} \frac{\Delta l_0}{\psi} \end{aligned} \right\} \quad (源源)$$

式中 v ——相对速度在圆周上的分速度,皂

v_0 ——考虑厚度后的修正系数;

v ——考虑厚度后的轴面流速,皂

Δl ——修正后的轴面流线长度,皂

按上述方式计算出各涡线向后延伸的系数 ψ ,即可得到考虑厚度后的修正结果。

源源 翼型骨线的展开加厚

前面已经得到了无厚度的叶片形状,为了保证叶片有足够的强度,则必须对叶片进行加厚,加厚后的翼型应呈流线型,以保证液流流过叶片时不造成旋涡和脱流,因此沿翼型长度方向的厚度变化应符合一定的规律。

源源翼型的最大厚度 δ_{max}

混流式水轮机叶片的最大应力出现在上冠流面处,因此该处的叶片最大厚度应由叶片强度和刚度要求来确定,初步设计时:

$$\delta_{max} = (缘 \sim 员) \sqrt{\frac{v}{v_0}} \quad (源源)$$

摇摇在实际设计时,还可参考相近转轮的叶片厚度并考虑具体的工作条件、叶片形状及材料等因素进行综合分析比较,最终确定合理的最大厚度值。也可以按图源源所示的最大厚度与比转速的关系曲线进行选择。同时,为了使叶片的应力分布较均匀,加厚叶片时,可根据不同断面的受力情况,对不同的计算流面采用不同的最大厚度值。上冠流面处叶片厚度最大,下环及中间断面的可适当减薄些。从上冠到下环的最大厚度变化规律,如图源源所示。

源源沿翼型骨线的厚度变化规律

沿翼型骨线的厚度变化可参考性能良好的空气动力翼型厚度规律,这样可得到沿翼型表面良好的速度和压力分布,保证转轮具有良好的能量和空蚀特性。通常情况下,按

图 源 源 源 所示的翼型厚度变化规律进行加厚(这里给出了圆种翼型厚度变化规律)。

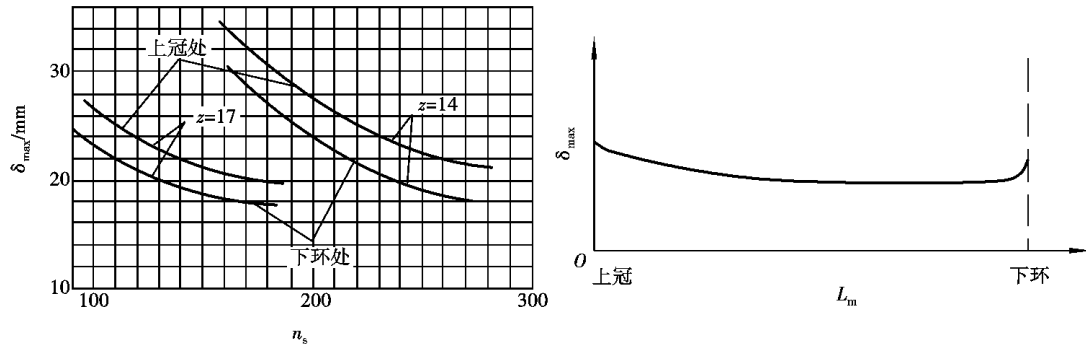
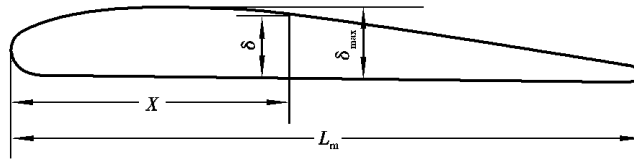


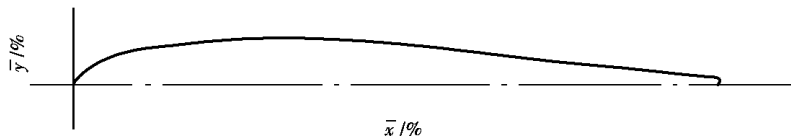
图 源 源 源 最大厚度与比转速的关系曲线

图 源 源 源 从上冠到下环的最大厚度变化规律



X/L	0.0	0.025	0.05	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00
δ/δ_{\max}	0.1	0.41	0.59	0.73	0.95	0.998	0.99	0.90	0.87	0.74	0.56	0.35	0.08

(a) RAF—6



$\bar{x}/\%$	2.5	5.0	10	15	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\bar{y}/\%$	21.8	29.6	39	44.55	47.78	50	48.35	44	38.03	30.5	21.85	12.06	1.05
$\bar{h}/\%$	43.6	59.2	78	89.1	95.56	100	96.7	88	76.06	61	43.7	24.12	2.1

(b) NACA—0012

图 源 源 源 翼型厚度变化规律

源 源 源 翼型加厚

员 加厚方法

用几何投影法在近似的圆锥面或圆柱面上展开加厚,并以翼型骨线为工作面向翼型

的背面加厚。

(圆)加厚的原理

将喇叭形空间曲面的计算流面,用一个圆锥面来近似代替,再将流面上的叶型骨线转换到该近似圆锥面上,然后在圆锥展开面上进行叶型加厚,最后再将圆锥展开面上加厚的叶型转绘到转轮轴面投影图上即可。

(猿)步骤

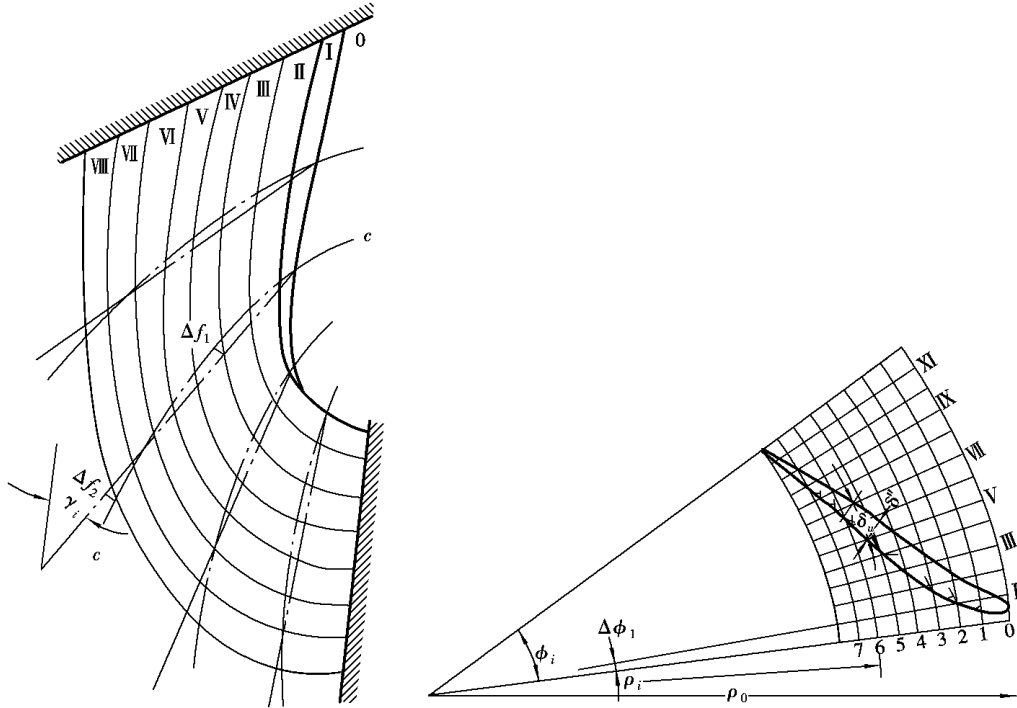
(员)选取代替空间流面的近似圆锥面或圆柱面摇如图源猿所示,用一定条件下做出的圆锥面或圆柱面来代替实际的流面(花篮面),其圆锥面或圆柱面的形状应最接近于流面的形状。通常是使圆锥面的母线通过轴面流线和进水边的交点,与水轮机轴的夹角为 $\gamma_{\text{蚤}}$,它的选择是要求该线与轴面流线两侧的最大距离相等,即 $\Delta f_{\text{蚤}} \approx \Delta f_{\text{蚤}}$,以该母线绕水轮机轴线旋转,即可形成一圆锥面。当 $\gamma_{\text{蚤}}$ 很小、圆锥面的母线几乎与水轮机轴线平行时,此时的圆锥面即变成了圆柱面。

将近似代替轴面流线旋转所形成的实际空间流面的圆锥面(圆柱面)展开,在其展开面上,任意点的半径为 $\rho_{\text{蚤}}$,则

$$\rho_{\text{蚤}} \text{ 越 } \frac{\text{则}}{\text{泽}} \gamma_{\text{蚤}} \quad (\text{源猿})$$

摇若转轮叶片包角为 θ ,对应的各个圆锥展开面的扇形中心角为 $\phi_{\text{蚤}}$,则

$$\phi_{\text{蚤}} \text{ 越 } \theta \text{ 泽 } \gamma_{\text{蚤}} \quad (\text{源猿})$$



(a) 似圆锥面或圆柱面

(b) 展开加厚

图源猿 源代替空间流面的近似圆锥面(圆柱面)及其展开加厚

摇各轴面涡线间相隔 $\Delta\theta_{\text{螺}}$, 那么各轴面涡线与圆锥面的交点在展开图上对应的中心角为:

$$\Delta\phi_{\text{螺}} \text{ 越 } \Delta\theta_{\text{螺}} \frac{\text{螺}}{\text{螺}} \quad (\text{源螺})$$

摇对应的点的弧长为:

$$\Delta\delta_{\text{螺}} \text{ 越 } \rho_{\text{螺}} \Delta\phi_{\text{螺}} \text{ 越 } \frac{\text{螺}}{\text{螺}} \Delta\theta_{\text{螺}} \frac{\text{螺}}{\text{螺}} \text{ 越 } \Delta\theta_{\text{螺}} \quad (\text{源螺})$$

这里, $\sum_{\text{螺}} \Delta\phi_{\text{螺}} \text{ 越 } \phi_{\text{螺}}, \sum_{\text{螺}} \Delta\theta_{\text{螺}} \text{ 越 } \theta$ 。

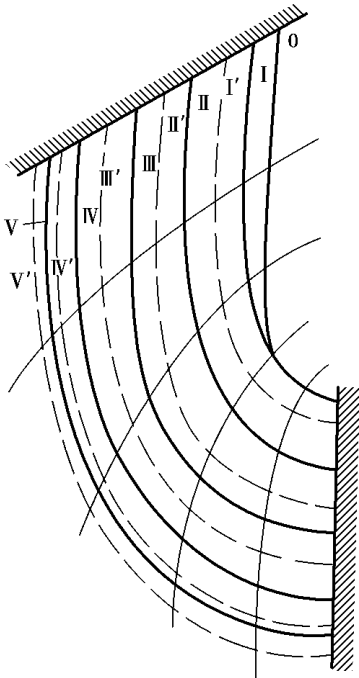


图 源螺 螺转轮叶片背面的轴面截线

这样, 即可将轴面流线与各轴面涡线的交点垂直投影到圆锥母线上, 再将该母线上的这些点转换到圆锥展开面上, 并光滑连接这些点成光滑曲线, 就得到了在圆锥展开面上翼型骨线形状, 参见图 源螺。当为圆柱面近似展开时, 同样可以得出翼型骨线形状。

(圆) 在圆锥(柱)展开面上加厚叶型螺上面得到的是翼型骨线形状, 在对其进行加厚时, 通常是以骨线为工作面, 向背面进行单边加厚。因此可在翼型骨线上选取若干个点, 按选定的翼型厚度变化规律, 得到该翼型下的各分点的厚度 δ , 再以各分点为圆心, 相应的厚度为半径向背面方向作圆弧, 作出各个圆弧的外包络线, 即可得到单边加厚的叶型背面曲线。如要向叶型骨线两边加厚, 可在叶型骨线的各分点上以该处厚度之半为半径向两边作圆弧, 并分别作两边圆弧的外包络线, 即可得到叶片叶型的工作面和背面曲线了。

(猿) 将加厚的叶型转绘到轴面投影图上并检查其光滑性螺将背面曲线与各射线的交点半径转绘到

母线上, 再作各点的母线垂线交于轴面流线, 将各流线上的同一轴面涡线的点连成光滑曲线, 就是转轮叶片背面的轴面截线。要求曲线光滑连续, 如图 源螺 螺所示。

源螺 螺混流式水轮机转轮叶片绘型的一元理论法

源螺 螺按轴面流速均匀分布绘制轴面流线

在一元理论中, 假定沿过水断面上轴面流速均匀分布 ($v_{\text{螺}} \text{ 越 } \text{螺}$), 要在轴面流道内画出计算流面的位置, 只需用流面的个数去等分各个过水断面面积即可。

与 $\omega_{\text{螺}}$ 越 螺的二元理论方法不同的是, 一元理论方法的轴面流线绘制步骤如下:

① 轴面水流的起始断面是一个以 螺 螺直线为母线的圆柱面, 等分母线 螺 螺即可得到轴

面流线的分点。两轴面流线间距离为 $\frac{B}{Z}$, Z 为流道数。

② 转轮后的过水断面, 根据比转速不同, 一般有圆断面、圆环面和球面 3 种。如图 源瑶所示, 当过水断面为圆断面或圆环面时, 因要求两相邻流面间流量相等, 则轴面流线应将出口断面分成若干个面积相等的圆环。每个圆环的面积 S 为:

$$S = \frac{\pi(R^2 - r^2)}{Z} \quad (\text{源瑶})$$

式中: R ——转轮轴面流道出口断面外半径, m ;

r ——转轮轴面流道出口断面内半径, 若为圆断面时, $r=0$;

Z ——圆环的个数, 轴面流线总数为 $(Z+1)$ 条。

出口断面上各轴面流线分点位置用 σ 表示:

$$\sigma = \sqrt{\frac{Z+1 - \sigma}{Z+1}} R \quad (\text{源瑶})$$

式中: σ ——转轮上冠至下环的轴面流线序号, $\sigma=0, 1, 2, \dots$ 。用所得值即可确定出口断面上轴面流线各分点。

当转轮下环为一圆锥面, 即转轮出口断面是以半径为 R 的球面。这时可过 A 点作垂直于转轮轴线的直线交轴线于 O , 然后将线段 OA 等分成 Z 段, 通过这些等分点作平行 AB 的直线与球面交于各点, 这些交点就是转轮流道出口断面各轴面流线的分点。

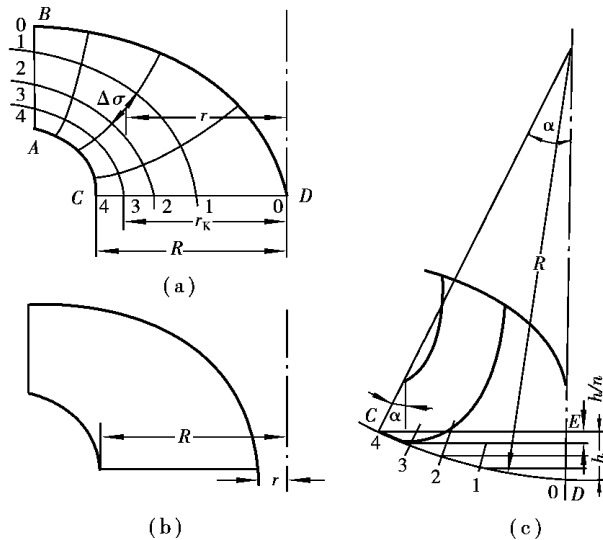


图 源瑶 一元理论方法的轴面流线绘制

③ 轴面流线的起点和终点确定后, 即可在轴面流道内勾画出第一次的近似轴面流线。

④ 校正轴面流线位置。

在第一次的近似轴面流线上, 作若干个垂直于流线的母线, 根据过水断面与流线垂直的原则, 该母线即为过水断面。每一过水断面母线均被流线分割成若干段。如果计算流面位置正确, 则各段应满足下列要求:

$\Delta\sigma$ 越圆, 则 $\Delta\sigma$ 越精, 越减 (源 4.1.1)

即

则 $\Delta\sigma$ 越精, 越减

式中: $\Delta\sigma$ ——相邻两流线间的母线长度, 皂;

r ——相邻两流线间线段 $\Delta\sigma$ 的平均半径, 皂

式(源 4.1.1)即为一元理论设计转轮叶片时检查轴面流线正确性的条件。

若每一过水断面被两相邻流线所分各段的 r 值不相等, 则需对第一次近似轴面流线的位置进行校正。先计算过水断面的断面平均值(即 $\Delta\sigma$)_平, 即

$$(\Delta\sigma)_{平} = \frac{\sum_{灶} r \Delta\sigma}{灶}$$

然后用 $(\Delta\sigma)_{平}$ 来修正过水断面上各段轴面流线的位置。根据 $(\Delta\sigma)_{平}$ 值计算过水断面各段相应的 $\Delta\sigma$ 值, 即

$$\Delta\sigma = \frac{(\Delta\sigma)_{平}}{r}$$

用各自的 $\Delta\sigma$ 校正过水断面上各段轴面流线的位置。

对每一过水断面均按上述方法修正, 由此得到第二次的近似轴面流线。根据第二次的近似轴面流线位置, 再修正过水断面母线。重复上述过程直到每一过水断面各段的 $(\Delta\sigma)$ 值与 $(\Delta\sigma)_{平}$ 的偏差符合要求为止。

⑤对每条轴面流线作出过水断面面积沿轴面流线的变化曲线(云 4.1.2)。

源 4.1.3 叶片进出口角及排挤系数的计算

在应用一元理论图解保角变换法设计叶片时, 必须先计算各流面上叶片进出口角 $\beta_{圆}$ 和 $\beta_{圆}$

1) 叶片出口角的确定

叶片出口边的水流角为:

$$\left. \begin{aligned} \beta_{圆} &= \arctan \frac{v_{圆}}{u_{圆}} \\ &= \arctan \frac{\Gamma_{圆}}{2\pi r_{圆} \psi_{圆}} \end{aligned} \right\} \text{(源 4.1.3)}$$

式中: $\Gamma_{圆}$ ——转轮出口环量;

$r_{圆}$ ——计算点的半径;

$\eta_{圆}$ ——水轮机的容积效率;

$\psi_{圆}$ ——转轮叶片出口边计算点的过水断面面积, 可由每一条计算流线的曲线(云 4.1.2)上查得;

$\psi_{圆}$ ——考虑叶片出口边厚度的排挤系数。

在叶片无限多无限薄的假设条件下, 叶片的出口安放角为 $\beta_{圆}$ 。

考虑到叶片数有限时水流的惯性影响,取叶片的出口安放角 $\beta_{\text{圆}}$ 为:

$$\beta_{\text{圆}} \text{ 越 } \beta_{\text{原}} \Delta\beta \quad (\text{源 } 10.1)$$

式中: $\Delta\beta$ ——考虑叶片数有限时的修正系数,对 $\lambda_{\text{圆}} \text{ 越 } 10 \sim 15$ 的转轮,取 $\Delta\beta \text{ 越 } 1.1 \sim 1.2$; 对 $\lambda_{\text{圆}} \text{ 越 } 15 \sim 20$ 的转轮,取 $\Delta\beta \text{ 越 } 1.2 \sim 1.3$ 。

叶片进口角 $\beta_{\text{圆}}$ 计算

叶片进口边的水流角为:

$$\left. \begin{aligned} \beta_{\text{圆}} &\text{ 越 } \beta_{\text{原}} \frac{\text{增}_{\text{圆}}}{\text{增}_{\text{原}}} \\ \text{增}_{\text{圆}} &\text{ 越 } \frac{\pi \lambda_{\text{圆}}}{\lambda_{\text{原}}} \\ \text{增}_{\text{原}} &\text{ 越 } \frac{\Gamma_{\text{原}}}{\text{圆}} \\ \text{增}_{\text{圆}} &\text{ 越 } \frac{\text{圆} \lambda_{\text{圆}}}{\text{圆} \lambda_{\text{原}}} \end{aligned} \right\} (\text{源 } 10.2)$$

为了改善非设计工况下转轮的水力性能,常取

$$\beta_{\text{圆}} \text{ 越 } \beta_{\text{原}} \alpha \quad (\text{源 } 10.3)$$

式中: α ——进口冲角,一般 $\alpha \text{ 越 } 10 \sim 15$ 对比转速比较低的转轮, α 取较大的数值。

叶片排挤系数和流面上叶片厚度与真实厚度间关系的计算

计算叶片进出口的轴面速度 $\text{增}_{\text{圆}}$ 和 $\text{增}_{\text{原}}$ 时,为考虑叶片厚度的影响,需确定排挤系数 $\psi_{\text{圆}}$ 和 $\psi_{\text{原}}$ 。

叶片进、出口边排挤系数 $\psi_{\text{圆}}$ 、 $\psi_{\text{原}}$ 的计算公式分别为:

$$\left. \begin{aligned} \psi_{\text{圆}} &\text{ 越 } \frac{\text{圆} \delta_{\text{圆}}}{\pi \lambda_{\text{圆}}} \\ \psi_{\text{原}} &\text{ 越 } \frac{\text{圆} \delta_{\text{原}}}{\pi \lambda_{\text{原}}} \end{aligned} \right\} (\text{源 } 10.4)$$

式中: 圆 ——计算点至水轮机轴线的距离;

$\delta_{\text{圆}}$ ——叶片在圆周方向的厚度。

流面中叶片正背面之间的垂直厚度用 δ 表示时,则该厚度与叶片圆周方向的厚度 $\delta_{\text{圆}}$ 关系为:

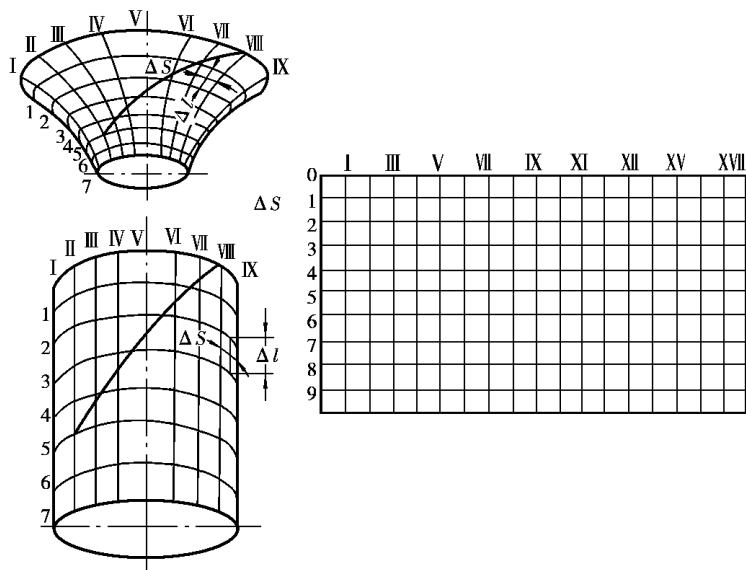
$$\delta_{\text{圆}} \text{ 越 } \frac{\delta}{\text{圆} \lambda_{\text{圆}}} \quad (\text{源 } 10.5)$$

叶片绘型的一元理论法(保角变换法)

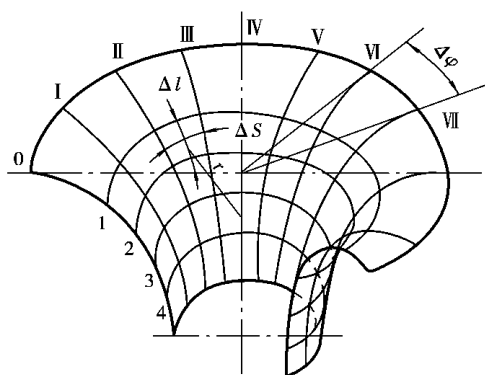
应用一元理论在转轮轴面流道内确定出计算流面后,即可进行叶片的绘型。叶片绘型是在各个计算流面上绘出翼型的骨线,然后用它的轴面截线表示出整个叶片的空间关系。

流面上叶片绘型的方法有逐点积分法(以叶片微分方程为基础的一种计算方法)和图解保角变换法两种。低比转速转轮叶片绘型广泛采用图解保角变换法。图解保角变换法是一种作图绘型法,它是根据叶片由进口角逐渐变化到出口角的原则,在流面上绘

出翼型骨线。因为流面是一个空间曲面,在它上面进行叶片绘型非常困难,所以采用了图解保角变换法。这种方法是先将流面保角变化成圆柱面,再将该圆柱面展开成平面,在平面上进行叶片绘型(画流线)后,再用插入法转换回流面上去,如图源源图所示。



图源源图 图解保角变换法



图源源图 流面上的正方格网

在常用的扭曲叶片绘型方法中,保角变换法是一种应用非常广泛的方法,该方法理论严密,适应性强,可用于各种比转速的径向式转轮叶片设计,主要缺点是依赖于作图找点,致使精度较低,但也可以采用给出分点的数字计算原理,使不足之处得以弥补。叶片绘型的步骤如下:

员)在流面上绘制方格网

图源源图表示了流面上的正方格网,这是由相隔等中心角 $\Delta\varphi$ 的各个轴向平面 I, II, III, ... 和以水轮机轴心为中心的同心圆 I, II, III, ... 组成的。方格网中的一些几何量应满足如下关系:

$$\Delta r \Delta \varphi = \frac{\Delta \varphi}{\Delta r} r^2 \quad \text{(源源式)}$$

式中: r ——计算的正方格至水轮机轴线的平均半径;

$\Delta\varphi$ ——两轴面间的夹角。

因为流面是轴对称的,一个流面上的全部轴面流线均相同,所以只要分出相应的一条轴面流线,就等于在整个流面上绘出了方格网。

常用的轴面流线分割有图解积分法和作图法。

图解积分法

$$\varphi = \int_{r_0}^r \frac{1}{r} dr \quad (1)$$

首先,在靠近叶片进口前任作一条直线,作为流线分割的起始点。然后,在转轮的轴面投影图的计算流线上均匀的取一些点,量出这些点的半径和到起始点的距离,并作出流线的 $\frac{1}{r}$ 关系曲线,如图 1 所示。利用所得曲线可对式(1)进行图解积分,得到曲线 φ 。用所选的 $\Delta\varphi$ 截取纵坐标,通过这些分点作水平线与曲线相交,相交点的横坐标所对应的值即为所求轴面流线的分割点位置。根据对应的值就可在轴面流线上定出分割点,如图 2 所示。

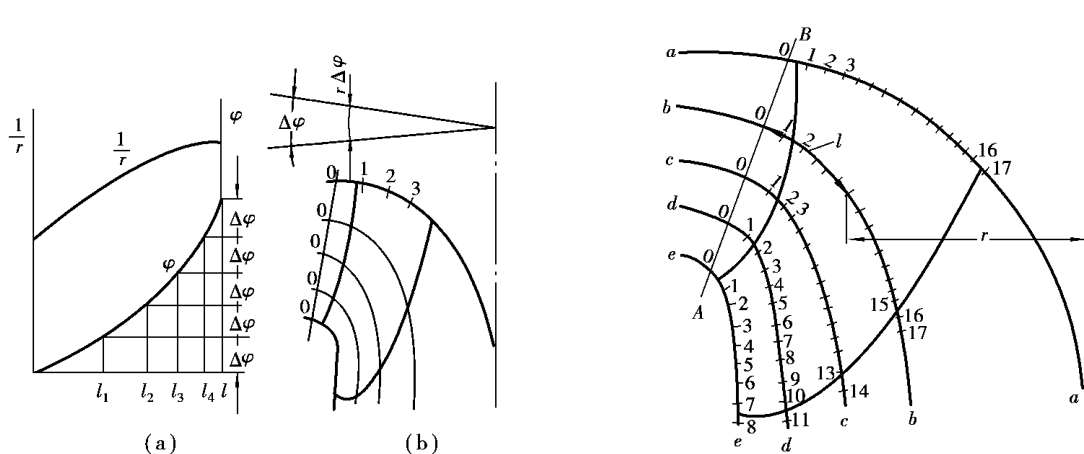


图 1 轴面流线的分割

图 2 轴面流线及其分点

(2) 作图法:如图 3 所示,在垂直于水轮机轴线旁作圆,条夹角为 $\Delta\varphi$ 的射线($\Delta\varphi$ 为所选角),这圆条射线代表了夹角为 $\Delta\varphi$ 的圆个轴面。

分割流线由进口开始,如图 4 所示。分割上冠流线,先在圆点附近取一点,自此点作一与水轮机轴线的平行线与中心角相交。在中心角内量得 $\Delta\varphi$ 。根据流线分割原则 $\Delta\varphi$ 用量得的 $\Delta\varphi$ 确定流线上分点的第一次近似值。再以线段的中点引与轴线的平行线,求得 $\Delta\varphi$ 的第二次近似值,直至在中心角内量得的 $\Delta\varphi$ 与线段相等为止。按上述方法,顺次确定各分点。各分点就相应于流面上的同心圆在轴面流线上的投影。

分割完各计算流线后,就可作保角变换平面的方格网,横坐标对应于流面上的角度 $\Delta\varphi$,坐标上的 I, II, III, ... 对应于轴向平面,间距相当于所选中心角 $\Delta\varphi$ 。纵坐标与轴面流线长度相对应,上面的点圆和流面同心圆相对应。即在平面上的方格网中每一小方格与流面上由同名线条围成的小方格相对应。

在保角变换平面上进行叶片绘型

绘型通常是从叶片出口边开始的,即把轴面投影图上叶片的出口边(见图 5)转换到平面上去。一般混流式水轮机的出口边都设计在同一轴平面内,便于制造时以出口边为基准,用叶型样板来检查叶片的型线是否符合要求。所以在保角变换平面内,出口

边位于同一条垂直线 I 上,如图 源源所示。出口边与轴面流线之交点位于流线分割点之间,按比例交换至保角变换平面中的水平线之间,并位于轴向平面内。用同样方法可将出口边与其他轴面流线之交点进行转换,在保角变换平面上得 龘, 槽, 遭和 葬各点,这些点位于同一轴向平面内,故均落在垂直线 I 上。

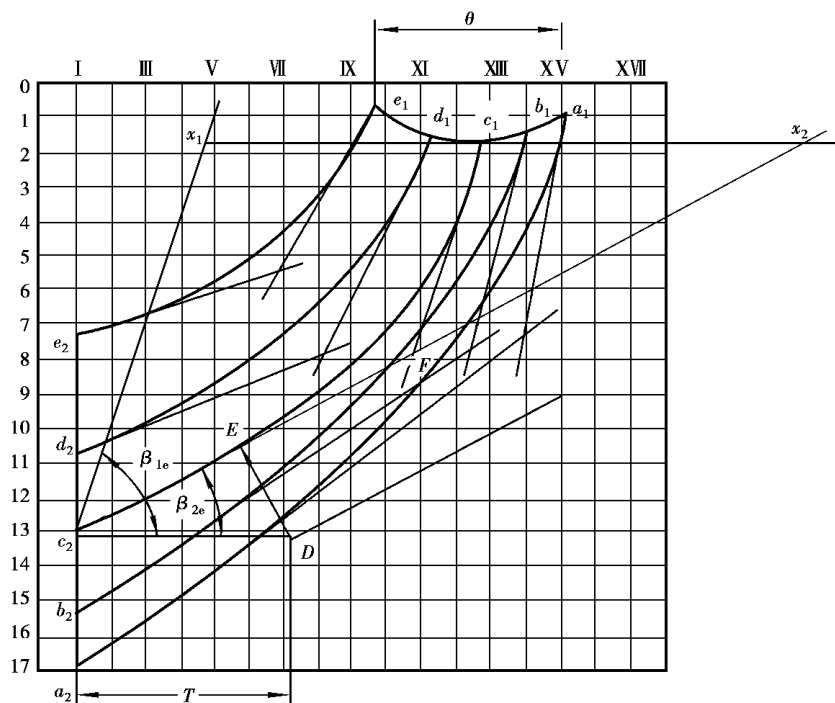


图 源源 在保角变换平面上进行叶片绘型

转换叶片出口边后,就可绘制出流面上叶片的形状。一般先绘制中间流线 槽-槽自 槽点作 槽-槽流面上叶片出口角 $\beta_{\text{槽}}$

根据图 源源流线 槽-槽的进口边位置在分点 员和 圆之间,在转换平面上的分点 员和 圆之间作直线 曾。在 槽点作直线 曾槽,它与 槽点的水平夹角为 槽-槽流面上叶片的进口安放角 $\beta_{\text{槽}}$ 。为保证水流在流面上均匀地由 $\beta_{\text{槽}}$ 变化到 $\beta_{\text{槽}}$,进口边 槽点必须位于 曾和 曾之间。

猿) 绘型时 槽点位置的确定原则

① 使转轮出口具有较好的导向性,以减小有限叶片数的影响,在叶片出口处的一定长度内(耘槽)应保持相同的出口角 $\beta_{\text{槽}}$ 。其位置由相邻叶片出口边上 阅点引垂线交 槽云于 耘点得到,而点的位置根据出口点周距数 栽确定(栽越 圆则 在 在)。

② 流线由进口角 $\beta_{\text{槽}}$ 变化到出口角 $\beta_{\text{槽}}$,其中间的变化规律应考虑沿翼型长度上有较理想的负荷分布,使转轮具有良好能量和空化空蚀性能。

根据经验,过 槽点引 槽云平行于 槽曾,且线段 耘云与 槽云基本等长,即可确定 槽-槽流面上进口边 槽的位置。

在保角变换平面上绘出了槽云后(图源远),然后用平滑变化的曲线连接。曲线槽云即是计算流面上翼型的骨线。而曲线的起始和终止的轴向平面间的角度 φ 即为骨线的平面包角。

其他流线的绘制参照中间流线的画法进行。一般先绘下环流线,再绘上冠流线,最后绘其余流线。其他流线的绘制原则是使相邻流线间距离有规律的变化,并保证叶片安放角沿流线长度平滑变化,使设计的叶片得到平滑的表面。

从绘制结果来看,各计算流面上的进口边往往不在同一轴截面内,但希望它们能连成光滑曲线。

进口边不在同一轴截面内时,叶片进口边呈倾斜状,倾斜的进口边与圆周方向的夹角 γ 不宜小于 25° 否则叶片在圆周方向的厚度会显著增大,对水流造成严重的排挤;另外,在叶片与上冠和下环的连接处容易产生金属堆积,使转轮制造质量不易保证。因此,设计时须检查 γ 角, γ 角可按如下经验公式求得:

$$\gamma \approx \frac{h}{r} \theta \quad (\text{源})$$

式中: h ——转轮叶片进口边的垂直高度;

r ——进口边的平均半径;

θ ——进口边的平面包角,可在保角变换平面内直接量得。

如果 γ 约 25° 则应在叶片轴面投影图中改变进口边的形状和位置。

源在轴面投影图上绘制叶片轴面截线

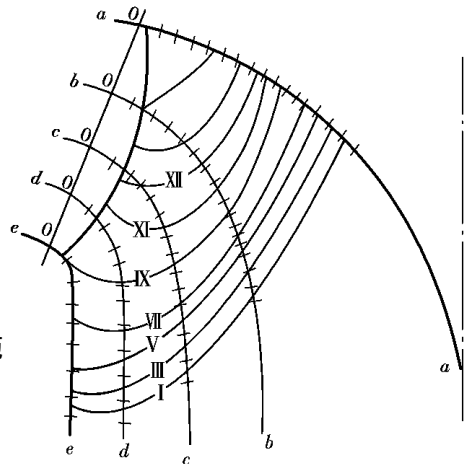
上面我们已把不同流面上的流线绘在同一个保角变换平面上,以便看清不同流面上翼型骨线的相互关系,便于检查叶片表面是否会产生波浪形。在变换平面上绘形后,还须转换到流面上去。这通常是在叶片的轴面投影图上用一系列轴面截线——轴平面与叶片的交线来表示。

绘制叶片轴面截线的方法为:将保角变换平面网格上的流线(翼型骨线)云,云,...与轴平面 I, II, III, ... 的各交点,用插入法转换到轴面投影图上,如图源和图源所示。例如,在保角变换平面内,轴平面 III 与流线云交于分点远与苑之间,与流线云交于分点怨和园之间,与流线槽云交于员...把这些点画在叶片的轴面投影图(见图源)相应流线的对应分点上,然后用光滑曲线连接起来,即可得到轴平面 III 上的轴面截线。

按同样方法,可以绘出一系列从轴面 I 到 VI 的叶片轴面截线。

应检查绘出的各轴面截线是否满足相邻两条曲线的间距是有规律变化的,不允许有波浪形的弯曲。如果所得的轴面截线不满足上述要求,则应修改保角变换平面上的形状。

这样就把在保角变换平面上绘得的叶片转换到了叶片的轴面投影图上,用一系列叶



图源叶片轴面截线

片的轴面截线清晰地表示出来。根据叶片的轴面截线,可以进行叶片加厚和绘制木模图。

源 转轮叶片木模图的绘制

转轮叶片的木模图是进行转轮叶片制造的基础,以该图制作木模并用于铸造,还可用于制成叶片样板,检查其生产叶片的型线质量。

转轮叶片木模图是由一组水平截面(垂直于水轮机轴线)截割叶片所得图形,在平面上的投影所组成。

在轴面投影图上,取一组水平截面,去截叶片(其间距可在叶片扭曲严重区域取多些),如图源所示。各水平截面与各轴面涡线(工作面及背面)相交于各点,在其下方作出对应于各轴截面 I, II, III... 两轴截面之间的夹角为 $\Delta\theta$ (注意,各截面线序号必须对应正确),一般将出水边放置水平,先作出叶片的上冠、下环、进水边及出水边的水平投影。

现以匀截面为例说明具体做法。匀截面与各轴面涡线交于,在水平图的对应轴面线上,按各点的半径确定其相应的位置,然后用光滑曲线将它们连接起来,即是水平截面匀的截面形状线。同样与背面截线的交点为,可作出背面水平截面线,如图源所示。

通常需要作~个水平截面,再将各水平截面图单独绘制,按相同的基准标注尺寸。在制作转轮叶片木模时,可将木模图上叶片工作面(或背面)的水平截线形状画在木板上,木板的厚度等于两水平截面间的高度,并将各层粘接起来修整光滑。很显然只要水平截面取得越多,制作后的叶片木模也就越精确。

为了使水流在转轮中有良好的工作条件,减少其水力损失,则要求转轮叶片表面必须光滑连续,也就是说要求叶片在任意方向上的截面都应是光滑连续的曲线图形,同时还应对该设计转轮的过流能力及空蚀性能等有所估计,这就是所谓的设计质量的检查,即光滑性检查。通过对设计成果的质量检查,来进一步修正叶片的型线,以保证其具有良好的性能。通常光滑性检查可用下列组截面来截割叶片进行:

- ①水平面组。
- ②平行于叶片出水边的平面组。
- ③以水轮机轴线为中心线的圆柱面。

以云—云截面为例,其叶片的工作面及背面的光滑性检查,如图源所示。

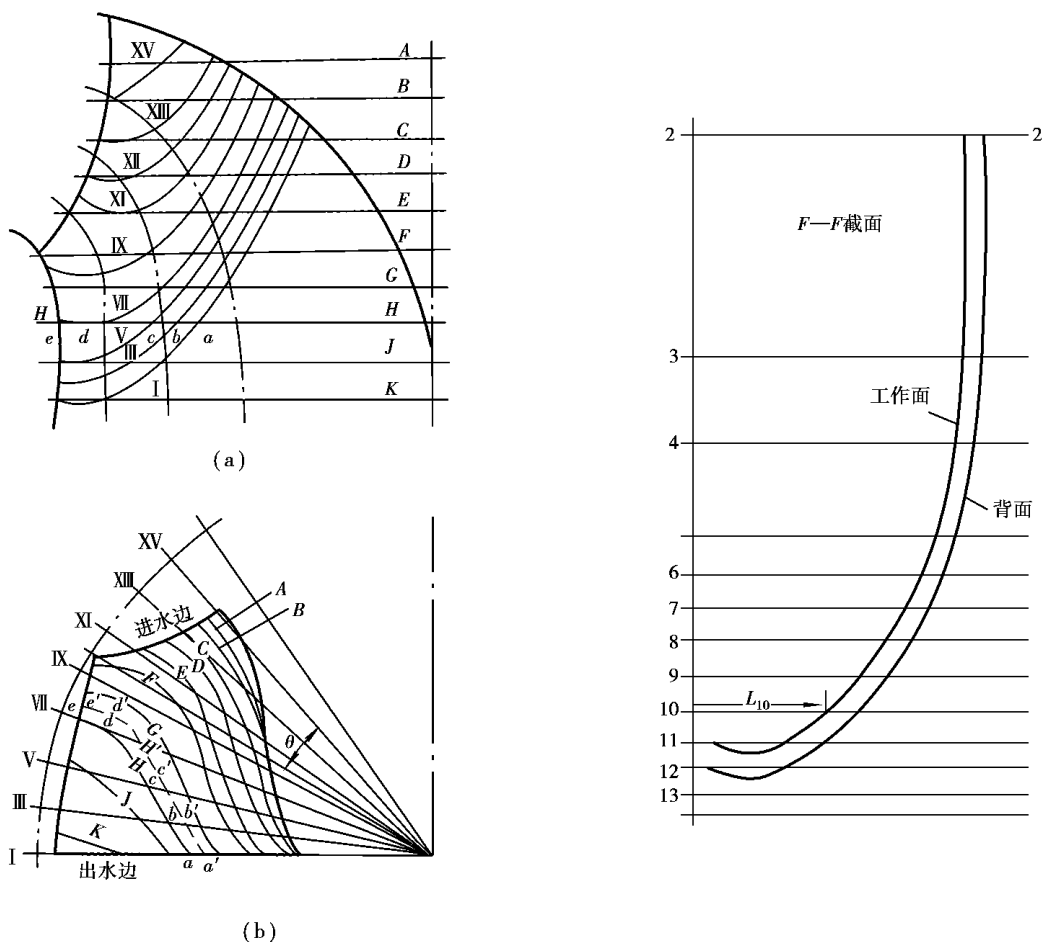


图 1 源瑶 叶片水平截面及工作面、背面的绘制 源瑶 叶片工作面 and 背面的光滑性检查

源瑶离心泵叶轮水力设计及木模设计

叶轮是泵的核心部分。泵的流量、扬程、效率、抗空蚀性能和特性曲线的形状等均与叶轮的水力设计有着重要的关系。

源瑶泵主要参数的确定

1. 泵进口直径

泵进口直径也叫泵吸入口径,是指泵吸入法兰处管的内径。吸入口径由合理的进口流速决定。泵进口流速一般为 3~4 m/s 左右。

进口过流面积:

云越 匠增

泵进口直径：

$$d_{进} > \sqrt{\frac{Q}{\pi v}}$$

泵出口直径

泵出口直径是指泵排出法兰处管的内径,也称泵排出口径。对低扬程泵,排出口径可与吸入口径相同;对高扬程泵,为减小泵的体积和排出管路直径,可取排出口径小于吸入口径。

一般情况下,取 $d_{出} = (1.1 \sim 1.2) d_{进}$

泵的转速

确定泵转速应考虑下列因素：

- ① 泵的转速越高,体积越小,质量越轻。因此,应尽量选择高的转速。
- ② 转速与比转速有关,而比转速与效率有关。因此,转速应与比转速、效率综合起来考虑。
- ③ 确定转速应考虑原动机种类和传动装置,通常优先选取电动机直接连接传动。

泵的比转速 n_s

$$n_s = \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

泵的效率

先分别计算或估算水力效率 η_h ,机械效率 η_m ,容积效率 η_v ,最后计算总效率 η 。

水力效率：

$$\eta_h = \frac{Q H}{\rho g Q_0 H_0}$$

泵机械效率：

$$\eta_m = \frac{Q H}{\rho g Q_0 H_0} \frac{1}{\eta_m}$$

泵容积效率：

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_0}$$

所以泵的总效率：

$$\eta = \eta_h \eta_m \eta_v$$

泵叶轮主要尺寸的确定

叶轮进口直径 $d_{进}$ 的确定

进口当量直径：

$$d_{当} > \sqrt{\frac{Q}{\pi v}} \quad (v = 1.5 \sim 2.0)$$

泵叶轮进口直径：

$$D_{出口} \geq \sqrt{D_{进口}^2 + 4b^2}$$

圆) 叶轮出口直径 $D_{出口}$ (半径 $r_{出口}$) 和出口宽度 b 以及出口安放角 $\beta_{出口}$ 的计算

出口宽度 b 的计算式为: $b \geq \frac{Q}{\omega} \sqrt{\frac{r_{出口}}{r_{进口}}}$, 其中 $\omega = \frac{2\pi r_{出口}^2 \sin \beta_{出口}}{60}$ 。

叶轮出口半径 $r_{出口}$, 可由斯托道拉式表示:

$$r_{出口} \geq \frac{Q}{\omega} \sqrt{\frac{r_{进口}}{r_{出口}}} \frac{1}{\sin \beta_{出口}}$$

摇摇泵特性曲线不出现驼峰的条件为: $\beta_{出口} \approx 15^\circ$ 。

由此可以最小水力损失为最优目标进行优化计算。水力损失主要包括出口冲击损失以及圆盘摩擦损失, 即

$$\Delta h_{总} = \Delta h_{出口} + \Delta h_{摩擦} = \frac{Q^2}{2\omega^2} \left[\left(\frac{r_{进口}}{r_{出口}} \right)^2 + \left(\frac{r_{出口}}{r_{进口}} \right)^2 \right]$$

摇摇根据 $\Delta h_{总}$ 编程, 取 $\Delta h_{总}$ 都最小时的 $\beta_{出口}$, 即得到 $r_{出口}$, $\beta_{出口}$ 和 b 。

源径流式叶片绘型

圆) 轴面投影图的绘制

根据所求出的叶轮尺寸 $b, r_{出口}$ 等参数, 可以画出叶轮轴面投影图, 绘图时最好选择比转速相近、性能良好的叶轮作为参考, 再考虑泵的具体情况加以改进。轴面投影图的形状十分关键, 应经过反复修改, 力求光滑, 同时还应检查其过水断面面积变化情况, 如图源图所示。

以横坐标表示流道中线的长度 L , 纵坐标表示轴面液流过水断面的面积 A , 作 $A-L$ 曲线。该曲线应该是平直的或是光滑的。如果曲线形状不良, 则应修改轴面投影形状, 直至满足要求为止。

圆) 中间流线的确定

以同一过流断面上的每一单元过流断面面积相等为原则来划分中间流线。画出前后盖板流线的 n 个内切圆, 从而可以作出过每个内切圆的 n 个切点及与中间流线相正交的过水断面形成线。中间流线将过水断面形成线划分为 n 段圆弧, 使这 n 段圆弧旋转形成的面积近似相等, 即 $A_{单元} \approx \frac{A_{总}}{n}$, 如图源图所示。

猿) 叶片进口边的确定

过叶片进口边与后盖板连线的中点, 与叶片相交并且和水平线的夹角为 α 的线段, 即为进口边。

源) 叶片进口安放角、投影角的确定

叶轮轴面投影图上确定了叶片进口边以后, 应该计算进口边与前后盖板及中间流线交点处的叶片安放角。

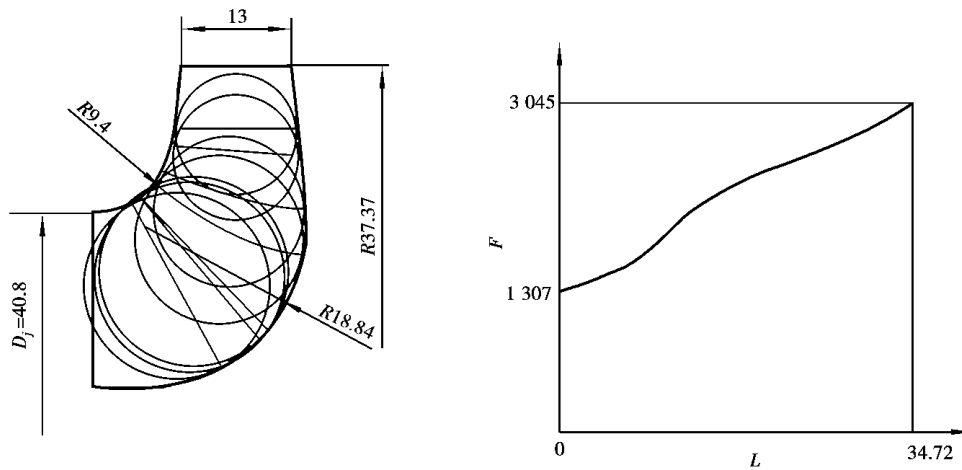


图 10 叶轮的轴面投影图及面积变化检查

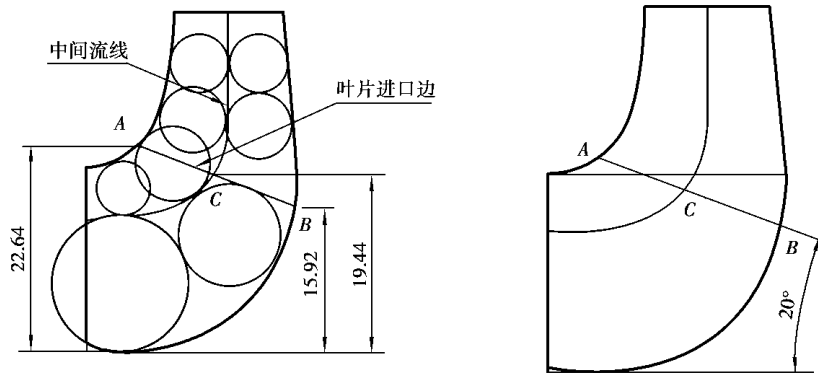


图 11 中间流线以及叶片进口边的确定

计算时用到以下一些计算式(以粤点计算为例):

粤点处叶片排挤系数:

$$\psi_{\text{粤}} = \frac{\delta_{\text{粤}}}{\pi r_{\text{粤}}} \sqrt{\frac{r_{\text{粤}}}{r_{\text{粤}}}} \left(\frac{r_{\text{粤}}}{r_{\text{粤}}} \right)$$

粤点处轴面速度:

$$v_{\text{粤}} = \frac{v_{\text{粤}}}{\psi_{\text{粤}}}$$

粤点处设计流量下的液流角:

$$\beta_{\text{粤}} = \arctan \frac{v_{\text{粤}}}{v_{\text{粤}}}$$

粤点处叶片安放角:

$$\beta_{\text{粤}} = \beta_{\text{粤}} + \Delta\beta_{\text{粤}}$$

投影角计算:由投影关系式(1)和(2)分别计算。

叶片绘型

所谓叶片绘型就是画叶片,即在几个流面上画出叶片骨线(流线),然后按一定规律

把这些骨线串起来,变成无厚度的叶片。下面以保角变换法为例介绍绘型原理及步骤。

绘型原理:假设在某一流面上有 n 条流线,用一组夹角为 $\Delta\theta$ 的轴面和一组垂直轴线的平面去截该流面,使之在流面上构成扇形小网格,并且令小扇形的轴面流线长度 Δr 和圆周方向上的长度 Δs 相等,即 $\Delta r = \Delta s$ 。当所分的这些小扇形足够小时,则可以把流面上的曲面扇形,近似地看作是平面上的小正方形。所谓保角变换,就是保证空间流面上流线与圆周方向的角度不变的变换。在平面上的展开流线只要求其圆周方向的夹角和空间流线的角度对应相等,展开流线的长度和形状与实际流线可能不相同。可以设想把流面作成圆柱面,然后把圆柱面沿母线切开,展成平面。由此可见,空间流线穿过流面上小扇形,将扇形两边分别截成圆段相应的流线,同时在平面方格网上将正方形两边分别截为成比例的圆段。由相似原理知,则对应的角度相等,即保持角度不变。设计叶片和上述相反,是把平面展开图上绘制的流线,利用特征线,保持角度不变,变换到流面(平面和轴面投影)上。

(员)沿轴面流线分点插分点的实质就是在流面上画特征线,组成扇形格网。分点在轴面图上沿一条流线(相当于一个流面)进行,流面是轴对称的,一个流面的全部轴面流线均相同,所以只要分相应的一条轴面流线,就等于在整个流面上绘出了方格网。

流线分点的方法很多,现在介绍下面两种:

①逐点计算法:

$$\Delta s = \frac{\Delta r}{\sin \Delta\theta} \quad \text{则} \quad \Delta r = \Delta s \sin \Delta\theta \quad (\text{源径})$$

式中: $\Delta\theta$ ——任取的两轴面间的夹角,一般取 $\Delta\theta$ 越小,取的度数越小,分的点就越多;

则——流面上的扇形中心(轴面流线两分点中间)的半径。

②分点的方法:从叶轮出口,沿轴面流线任意取 Δr ,量出 Δr 中点的半径,则按照式(源径)计算出 Δs 。如果算得的 Δs 等于预取的 Δr ,则分点是正确的。若 Δs 不等于 Δr ,重新取 Δr ,再算 Δs 直到两者相等。然后,从分得的点起分第 n 点, ... 点。这种方法的缺点是容易产生积累误差。

②作图分点法。在轴面投影图旁,画 n 条夹角等于 $\Delta\theta$ 的射线。这 n 条射线表示夹角为 $\Delta\theta$ 的两轴面。它与逐点计算分点法相同,一般取 $\Delta\theta$ 越小,从出口开始,先试取 Δr ,若 Δr 中点半径对应的两射线间的弧长 Δs 与 Δr 相等,则分点是正确的,如果不等就逐次逼近,直到 $\Delta s = \Delta r$ 为止。第 n 点确定后,用同样的方法确定第 n 点, ... 点。当流线平行轴线时, Δs 不变,用对应的 Δr 截取流线即可。

(圆)画展开流面(平面方格网)并在其上绘制流线因为保角变换法绘型是基于局部相似,而不是局部相等,所以几个流面可以用一个平面方格网绘流线。平面方格网的大小可任意选取,其横线表示轴面流线相应分点,竖线表示夹角为对应分点所用 $\Delta\theta$ 的轴面。画出方格网并把特征线顺序编号,而后在其上绘制流线,通常先画中间流线,流线进出口在方格网上的位置应该与相应轴面流线的分点序号对应。进、出口角度应与预先确定的值相符,包角大小可预先设置。所绘制的型线形状应光滑平顺,不要出现“杂”形状等,否则应予以修改。必要时,可改变叶片进口边的位置以及包角的大小等。

进口边在方格网中位于同一竖线上,进口边的 n 点位于同一条圆竖线上,表示进口边

位于同一轴面上。当混流泵或离心泵绘型的型线不理想时,进、出口边也可不置于同一轴面上。

(猿)画轴面截线摇在方格网上画出的猿条流线,就是叶片表面的猿条型线。用轴面(相当于方格网中的竖线)去截这猿条流线,相当于用轴面去截叶片,所得猿点的连线为叶片的轴面截线,把方格网中每隔一定角度的竖线和猿条流线的交点对应编号为员圆猿源...用插入法分别点到轴面投影图相应的猿条流线上,把所得的点连成光滑的曲线,就得到叶片的轴面截线。轴面截线应光滑并有规律变化。轴面截线和流线的夹角λ最好接近怨园毅,一般不要小于远园毅。如果λ角以及盖板和叶片的真实夹角γ过小,将造成铸造困难、排挤严重和过水断面形状不良(湿周增长)等缺点。γ可按糟越糟越糟进行计算。

(源)叶片加厚摇一般在轴面投影图上按照所得轴面截线为骨线,向两边加厚,或以此为工作面向背面加厚。沿轴面流线方向的轴面厚度δ皂按照下式计算:

出口:

$$\delta_{皂圆} \text{ 越 } \sqrt{\frac{\text{员垣糟越}^2}{\text{糟越}^2} \beta_{皂圆}}$$

进口:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{皂粤} \text{ 越 } \sqrt{\frac{\text{员垣糟越}^2}{\text{糟越}^2} \beta_{皂粤}} \\ \delta_{皂月} \text{ 越 } \sqrt{\frac{\text{员垣糟越}^2}{\text{糟越}^2} \beta_{皂月}} \\ \delta_{皂悦} \text{ 越 } \sqrt{\frac{\text{员垣糟越}^2}{\text{糟越}^2} \beta_{皂悦}} \end{aligned} \right\}$$

由此可以看出,粤,月,悦三条流线流面厚度相差不大,可以用图表示流面厚度沿流线的变化规律,如图源猿园所示。

源猿园 摇绘制叶片木模图

绘制叶片木模图的方法如下:

①在叶片的轴面裁剪图上,作垂直于叶轮轴的垂线员—员圆—圆...这些垂线实际上就是一些垂直于叶轮轴心线的平面,通常称为剖面或者等高面。它们与叶片的交线就是叶片的木模截面。如果从叶轮入口方向看,叶轮为逆时针方向旋转。我们就把叶片工作面的木模截线画在平面投影图的右侧,把背面的木模截线画在投影图的左侧。员—员圆—圆...是等距离的,也可以不等距离,叶片扭曲较大处距离可以取小一些。

②以园点为圆心作叶轮外圆,并在其中作中心角为Δφ的轴面投影线园, I, II ...。

③将沿后盖板处的叶片工作面,背面与后盖板的交线,以及前盖板处的叶片工作面与前盖板的交线投影到园点垂直线的左部,又将沿前盖板处的叶片工作面,背面与前盖板处的叶片工作面与后盖板的交线投影到园点垂直线的右部,于是便得到叶片的内外极限轮廓曲线。它们与叶片的入口和出口边在平面图上投影就构成了叶轮叶片木模的外围线。

④作模型截线:在叶片的轴面投影图上,如猿—猿剖面截叶片背面的园, I, II 轴面截线于葬遭糟三点,它们到轴心线距离分别为砸葬,砸遭,砸糟,在平面投影图上以园为圆心,以砸葬,砸遭,砸糟为半径画弧交于园, I, II 轴面投影线于葬遭糟三点,将其光滑地连接,就可以得到剖面员—员截叶片背面的模型截线,如图源猿猿所示。

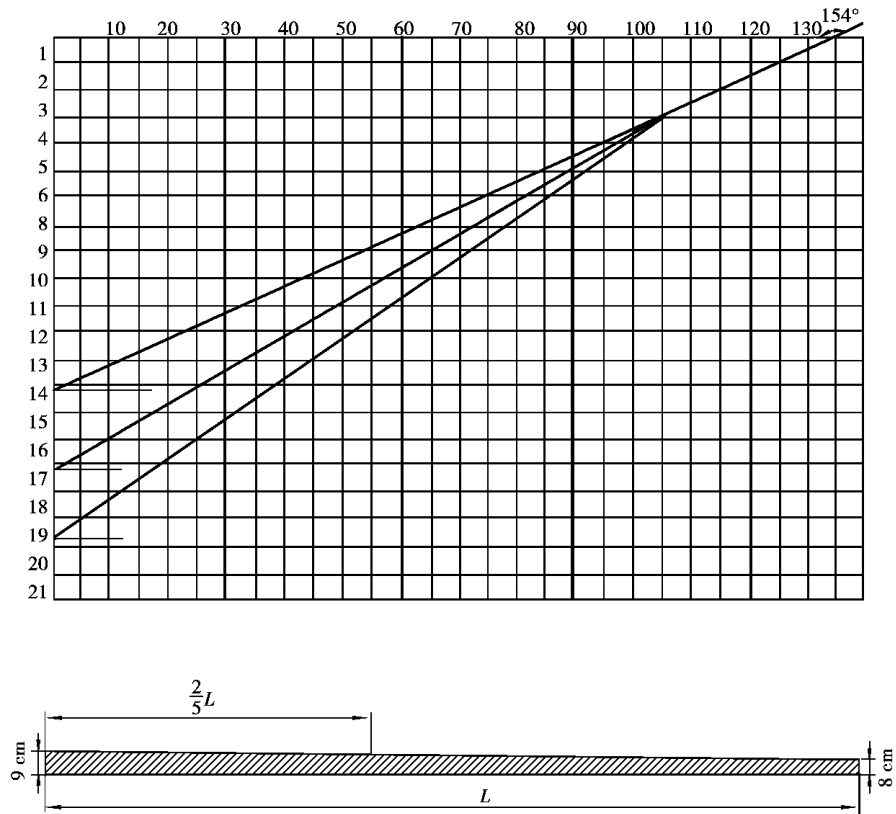


图 源 1 流面展开方格网与叶片厚度变化规律

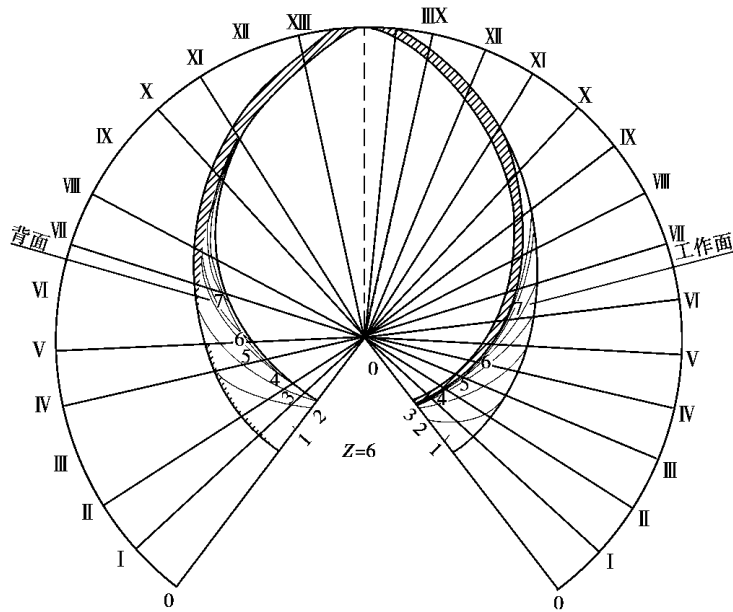


图 源 2 叶片木模图的绘制

同理,可作出其他各条模型截线,这样就完成了叶片木模图的绘制。

源缘缘缘扭曲叶片展开线画法

中间流线根据等变角螺旋线法可展开:

$$\phi_{\text{越}} \frac{\text{源} \text{缘} \text{缘} \text{缘}}{\text{源} \text{缘} \text{缘} \text{缘}} [\beta_{\text{圆}}(\text{贼} \text{原} \beta_{\text{精}}(\text{贼}))]$$

摇摇由 (贼) 曲线方程:

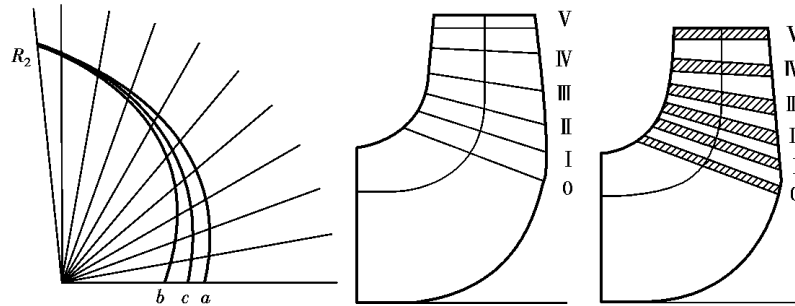
$$\text{则越源} \left[\frac{\text{精} \text{缘} \text{缘} \text{缘}(\text{贼})}{\text{精} \text{缘}(\beta_{\text{圆}} \text{原} \beta_{\text{精}}(\text{贼}) \theta \text{垣} \beta_{\text{精}}(\text{贼}))} \right]^{\phi_{\text{精}} \beta_{\text{圆}} \text{原} \beta_{\text{精}}(\text{贼})}$$

摇摇对前、后盖板采用差值法展开,则

$$\text{则越源} \left(\frac{\theta \text{原} \phi}{\phi} \right) \text{垣} \text{源} \left[\frac{\text{员} \text{原} \theta \text{原} \phi}{\phi} \right] \left(\frac{\theta}{\phi} \right) \text{垣}$$

$$\text{源} \beta(\text{贼}) \left(\frac{\theta \text{原} \phi}{\phi} \right) \text{垣} \text{源} \beta_{\text{圆}}(\theta \text{原} \phi) \left(\frac{\theta}{\phi} \right) \text{垣}$$

摇摇可得在极坐标下绘制的叶片展开线,如图源源源所示。



图源源源 扭曲叶片展开线及叶片的加厚

在扭曲叶片展开图中,将包角等分源~缘份,相当于用轴面将叶片截取为源~缘份。这样每个轴面与猿条展开线均有多个交点,分别量取每条展开线上交点到极点的距离,在轴面投影图中对应前、后盖板和中间流线上被轴面截取的点到轴心线的距离,这样得到一系列点,用光滑曲线连接前后盖板和中间流线上的对应点,所得即为叶片的轴面截线。轴面截线应光滑并有规律地变化,并尽量使轴面截线与流线的交角接近怨园毅,一般不应小于源园毅。

轴面截线表示无厚度的叶片。实际叶片是有厚度的,所以必须进行叶片加厚。叶片可以在展开流面、轴面和平面图上加厚。一般采用在轴面投影图上向背面加厚的方法。

在展开线图上插入源个轴面,将投影线等分为缘份。每个轴面与猿条投影线均有对应交点,交点处曲线切线与插入面之间形成一个近似直角三角形,其切线角为 β ,由几何关系可以得到: $\text{贼} \beta \text{越} \frac{\text{源}}{\text{垣}}$ 。从而可计算该点处的 β 角,对前述葬、遭、糟三条曲线微分得:

葬、遭流线:

$$\begin{aligned} \text{槽流线:} \\ \delta_{\text{槽}} = \frac{r_{\text{外}}}{\phi} \left(\frac{\theta}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}} \text{ 恒} \text{伊} \left(\frac{r_{\text{外}}}{\phi} \right) \left(\frac{\theta}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}} \frac{1}{\phi} \text{ 恒} \left(\frac{r_{\text{外}}}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}} \frac{1}{\phi} \\ \frac{r_{\text{外}}}{\phi} \left(\frac{\theta}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}} \text{ 恒} \text{伊} \left(\frac{r_{\text{外}}}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}} \frac{1}{\phi} \text{ 恒} \left(\frac{r_{\text{外}}}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}} \frac{1}{\phi} \end{aligned}$$

槽流线:

$$\begin{aligned} \text{槽流线:} \\ \delta_{\text{槽}} = \frac{r_{\text{外}}}{\phi} \left(\frac{\theta}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}} \text{ 恒} \text{伊} \left(\frac{r_{\text{外}}}{\phi} \right) \left(\frac{\theta}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}} \frac{1}{\phi} \text{ 恒} \left(\frac{r_{\text{外}}}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}} \frac{1}{\phi} \\ \frac{r_{\text{外}}}{\phi} \left(\frac{\theta}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}} \text{ 恒} \text{伊} \left(\frac{r_{\text{外}}}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}} \frac{1}{\phi} \text{ 恒} \left(\frac{r_{\text{外}}}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}} \frac{1}{\phi} \end{aligned}$$

流线进口处流面厚度为:

$$\delta_{\text{槽}} = \frac{r_{\text{外}}}{\phi} \left(\frac{\theta}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}}$$

槽流出口处流面厚度为:

$$\delta_{\text{槽}} = \frac{r_{\text{外}}}{\phi} \left(\frac{\theta}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}}$$

槽流不同流线的出口处流面厚度是相同的,但进口处的流面是不同的。进口与出口之间圆周厚度为:

$$\delta_{\text{槽}} = \frac{r_{\text{外}}}{\phi} \left(\frac{\theta}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}}$$

槽流真实厚度为:

$$\delta_{\text{槽}} = \frac{r_{\text{外}}}{\phi} \left(\frac{\theta}{\phi} \right)^{\frac{1}{\beta}}$$

摇缘

轴流式水力机械转轮 (叶轮)的水力设计

摇摇

缘摇摇轴流式水力机械的基本理论

缘摇摇基本概念

员)圆柱层间无关性假设

轴流式水力机械的水流是轴向流进、轴向流出的,在圆柱坐标系 (r, θ, z) 下,液流各点的速度矢量 \vec{v} 可分解为下列三个分速度:径向分速度 v_r ,轴向分速度 v_z 及圆周分速度 v_θ 。速度在轴面 (r, z) 上的投影,即轴面速度 \vec{v}_{rz} 。

轴流式水力机械转轮中的液流运动是复杂的三维运动,在研究和设计轴流式转轮时,总是假定水流质点在转轮区域内只沿着与主轴同心的圆柱面流动,且各圆柱层上水流质点没有相互作用,即径向流速 $v_r = 0$ 。这就是圆柱层间无关性假设。

虽然由于叶片表面压力分布不均匀,以及液流在转轮区域内的紊流状态和结构上的种种因素不能完全保证水流无径向流动。但实验表明,轴流式机械在设计工况及其附近工况运行时, v_r 值很小,可以忽略不计。根据这个假设,可将转轮分成许多无限薄的圆柱层,而分别研究每一层上的液流运动的情况。

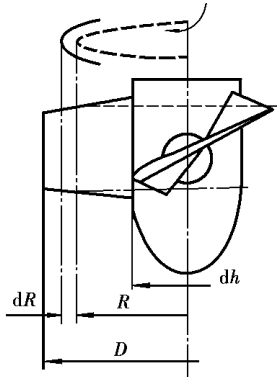
在转轮内作一系列半径不同的圆柱表面,用 n 个半径分别为 r_1, r_2, \dots, r_n 的圆柱面截取转轮,得到无限薄的圆柱层,将这一圆柱层展开,则得到一组与其他圆柱层互不相干的、

彼此距离相等的、翼型相同的平面直列叶栅,如图缘所示。这样,根据圆柱层间无关性假设就可以将轴流式水力机械的计算研究问题转换成了平面直列叶栅的绕流计算。

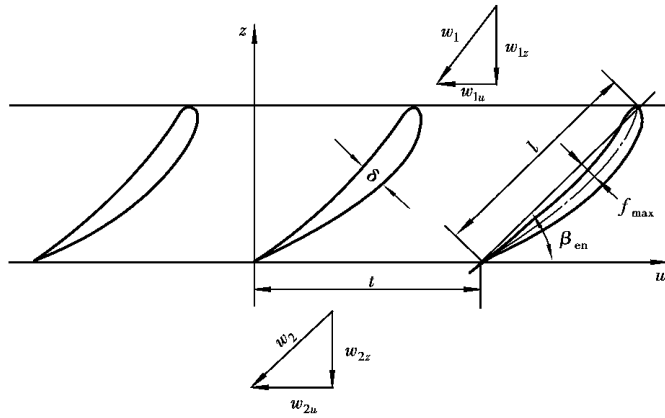
圆)平面直列叶栅

在平面直列叶栅中,沿着一定的方向移动任意翼型而能和其他翼型完全重合,这一方向线称为叶栅列线。在轴流式水力机械中,列线即为圆周方向,以怎表示。

表征一个直列叶栅的主要几何参数,如图缘所示。



图缘轴流式圆柱层



图缘轴流式平面直列叶栅几何参数

① 栅距:

$$l = \frac{D}{z}$$

(缘)

式中:—圆柱层的半径;

—转轮叶片数。

② 翼型弦长 造即翼型前缘和后缘之间的连线长度。

③ 叶栅稠密度 造

④ 翼型的安放角 β_{en} , 即翼型弦线与叶栅列线间的夹角。

⑤ 翼型相对厚度:

$$\delta = \frac{\delta_{max}}{l}$$

(缘)

式中 δ_{max} ——翼型的最大厚度。

⑥ 翼型的相对弯度:

$$\sigma = \frac{\sigma}{l}$$

(缘)

式中:—翼型中线的弯度。

由于叶栅前后的牵连速度相同,根据连续性方程,绝对速度的轴向分量增,越增,越增把叶栅前后的相对速度 w_{1r} 和 w_{2r} 的几何平均值称为几何平均相对速度 w_{r} 。

$$\text{圆} \text{越} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} (\text{圆} \text{垣} \text{圆}) \quad (\text{缘})$$

大小 :

$$\text{圆} \text{越} \sqrt{\text{圆} \text{垣} \left(\frac{\text{圆} \text{垣} \text{圆}}{\text{圆}} \right)} \quad (\text{苑})$$

方向 :

$$\text{圆} \text{越} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \text{越} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \quad (\text{遭})$$

其中, $\text{圆} \text{越} \text{圆} \text{越} \text{圆}$

摇摇叶栅理论所要解决的有圆类问题:一类问题是给定叶栅和栅前来流,求解绕流叶栅的流场,这就是解叶栅绕流的正问题;另一类问题是已知栅前来流,设计叶栅并使之满足给定的流动情况,这就是解叶栅绕流的反问题。

缘缘缘 摇摇叶栅绕流的计算方法

解叶栅绕流问题有以下几种方法:

员) 实验计算法

(员) 叶栅的实验计算解法摇摇通过测定给定叶栅的圆个不共线的流动,以确定表征叶栅运动学与动力学特征的某些特征系数。于是,其他任何一种流经该叶栅的流动,均可由这些特征系数来表示,这种方法常用于叶栅后的流动分析。

(圆) 水电比拟法摇摇利用流场与电场的某些相似特点,通过电场的测定间接换算出叶栅绕流时的流场,这种方法常用于解叶栅绕流的正问题。

(猿) 升力法摇摇这是一种以实验为基础的半经验、半理论的计算方法。根据单个翼型的动力特性和某些叶栅数据,利用机翼绕流的升力理论来解叶栅绕流的反问题。

圆) 解析计算法

(员) 流线法摇摇这是一种求解混流式(包括离心式)转轮叶栅反问题的一种比较古老的方法,确立这一方法时的基本前提是假定叶片数无穷多,因此与实际流动有较大的出入。但是借助大量的经验数据,仍可获得使用上较为满意的结果。现代的流线法又称流线分析法,从流线着手进行流动分析与叶栅设计,无论从理论的完善程度与应用范围都与原来的流线法有很大的差别。

(圆) 保角变换法摇摇这种方法理论性较强,可用来解由弯度不大的薄翼型或者由理论翼组成的平面叶栅绕流的正反问题。该方法的关键是通过变换函数建立物理辅助平面上对应的流动关系,但对于复杂边界确定这种变换函数是困难的。因此,在解叶栅绕流的反问题中较少采用这种方法。

(猿) 奇点分布法摇摇这是解任意叶栅绕流问题应用相当广泛的一种方法。这种方法的实质是用有势流场中置入的点源、汇系和点涡系代替叶栅中的翼型,以确定流场受叶栅干扰后的流动。但是奇点分布法的计算既复杂工作量又大,随着电子计算机的应用和计算技术的发展,近年来,用奇点分布法设计转轮叶片已日益得到广泛的发展。

(源) 有限元法摇摇这是一种正处于发展中的计算方法。其实质是通过变分原理将描述

流场的流函数或势函数的泊桑方程或拉普拉斯方程,变换成等价的积分方程,在给定的边界条件下求解积分方程,可获得区域中流函数或势函数的近似值,从而确定叶栅中的流场。这种方法虽是一种近似方法,但由于其精度可控制,因而完全能满足工程实际的要求。随着大型计算机的出现,更为这一方法的应用开辟了广阔的前景。

缘轴流式水轮机转轮基本设计参数的确定

缘轴流转轮的计算工况

转轮设计的原始数据为水电站的水头和流量。根据水头和流量来选择合理的设计参数(转轮,转轮)是转轮设计首先要解决的问题。人们总是希望设计出的新转轮能达到预期的效果,即将新转轮进行试验而得到的最优工况作为所设计转轮的设计工况。但对各种比转速轴流式水轮机模型试验的研究表明,轴流式水轮机的最优工况和转轮的计算工况并不相符。一般来说,模型试验得到的最优工况的参数均小于转轮计算工况的参数。

转轮计算工况的参数可由下面的关系式确定。

$$\left. \begin{aligned} \omega_{\text{转}} & \text{越} (\omega_{\text{转}} \sim \omega_{\text{转}}) \omega_{\text{转}} \\ \omega_{\text{转}} & \text{越} (\omega_{\text{转}} \sim \omega_{\text{转}}) \omega_{\text{转}} \end{aligned} \right\} \text{(缘)}$$

式中: $\omega_{\text{转}}$, $\omega_{\text{转}}$ ——转轮叶片设计时计算工况的单位转速和单位流量;

$\omega_{\text{转}}$, $\omega_{\text{转}}$ ——模型试验得到的水轮机最高效率点的单位转速和单位流量。

最优工况的参数(转轮,转轮)应根据转轮的工作水头、流量与比转速 $\omega_{\text{转}}$ 和空化系数 σ 的关系,以及当前轴流式水轮机的设计经验与科学研究成果等方面来确定。

缘轴流式水轮机转轮流道的主要几何参数

流道的几何形状和尺寸,直接影响着水轮机的过流能力及水力性能。不同比转速的水轮机应具有不同的流道形状和尺寸。设计转轮时,应根据理论分析并参照现有的比转速相接近的转轮来确定流道的形状和尺寸。

转轮体形状和轮毂比

转轮体是轴流式水轮机的一个重要部件,转轮体内布置着转叶机构和油压操作机构。使用水头越高,转轮叶片数增多,要求有较大的转轮体。

轮毂直径 $\omega_{\text{转}}$ 和转轮直径 $\omega_{\text{转}}$ 的比值称为轮毂比 $\omega_{\text{转}}$, 即 $\omega_{\text{转}} \text{越} \frac{\omega_{\text{转}}}{\omega_{\text{转}}}$ 。转轮的轮毂比直接决定着转轮过流断面的宽度和面积。为了有效地转换能量和改善转轮的空化空蚀条件,应尽量增大转轮的过水断面面积,希望采用较小的轮毂比。所以,在转桨机构布置和转轮体强度允许的情况下要尽量减少轮毂比 $\omega_{\text{转}}$ 。另外,从水力设计的观点,轮毂比过小又会使叶片相对扭曲度增大或使轮毂处翼型的冲角过大。

转轮体的外形可分为圆柱形和球形两种。采用球形转轮体时,转轮叶片的内表面和转轮体之间配合较好,间隙也小,在不同转角时的间隙可保持不变,这适用于转桨式水轮

机。在定桨式水轮机中,转轮体一般都采用圆柱形。

圆)转轮泄水锥的形状和尺寸

泄水锥位于转轮体下呈流线型。通常泄水锥长度指转轮叶片转动轴线到泄水锥底部的高度。泄水锥的长度与转轮水力效率以及液流作用在转轮上的力有关,通常具有较短的泄水锥可以减少摩擦损失,受到的周期作用力也比较小。但是泄水锥太短会引起脱流,还会使转轮中的液流与圆柱层无关性假设相差太大。

一般情况下,轴流式水轮机转轮泄水锥的形状和尺寸按结构要求确定。

狗)转轮室形状

轴流式水轮机转轮室有圆柱形、球形和半球形三种。当叶片转动时,圆柱形转轮室和转轮叶片之间的间隙是变化的,据许多研究表明,在大多数情况下采用圆柱形转轮室的水轮机的能量和空化空蚀性能都变坏。当采用球形转轮室时,转轮进口液流条件受到破坏,还增加了间隙空蚀的破坏作用。现在多采用半球形转轮室,这是指将转轮叶片转动轴线以下做成球面,而其上部为圆柱面。半球形转轮室不仅性能良好而且便于转轮叶片的安装和检修。

源)喉部直径

转轮室直径最小的部位称作喉部,喉部直径 d_h 是转轮室的一个特征尺寸。有研究表明,将喉部直径从 $0.8d_{1e}$ 增加到 $0.9d_{1e}$ 可使效率有所提高。当喉部直径增加到 $1.0d_{1e}$ 时,转轮外缘和转轮室的间隙加大,漏水损失增加,效率下降。

转轮室形状和喉部直径对空蚀性能影响很大,其影响程度与水轮机及尾水管高度有关。随着尾水管高度的增加,喉部直径对空蚀性能影响将减小。

通常情况下,轴流式水轮机采用的喉部直径为 $(0.8d_{1e} \sim 0.9d_{1e})$ 。

缘)转轮叶栅稠密度 $\frac{z}{D}$

叶栅稠密度 $\frac{z}{D}$ 是转轮设计中的重要参数,它的大小不仅直接影响水轮机的过流能力、转速高低,而且也是决定空化空蚀性能的重要因素。

当转轮轮毂比一定时, $\frac{z}{D}$ 的大小表征了叶片总面积的大小。对于 $\frac{z}{D}$ 大的叶栅,叶片总面积大,在一定水头下作用在叶片正背两面的压差小,单位负荷就小。所以从改善空蚀性能出发希望增大 $\frac{z}{D}$,这可以在叶片数不变的情况下,采用增加叶片弦长来增大 $\frac{z}{D}$ 。

但是 $\frac{z}{D}$ 过大将引起叶片尺寸变大而导致结构不合理。一般当 $\frac{z}{D} > 0.15 \sim 0.20$ 时要用增加叶片数来增大 $\frac{z}{D}$,但这将会降低单位流量和增加液流与转轮叶片的摩擦损失。因此,只有合理选择叶栅稠密度才能使所设计的转轮具有良好的综合性能。

转轮各圆柱截面的 $\frac{z}{D}$ 大小不相等,通常用叶栅稠密度的平均值 $(\frac{z}{D})_{\text{平均}}$ 表征整个转轮叶栅稠密度。

转轮轮毂处叶栅稠密度的选择原则是使它与轮缘处具有相近似的空蚀性能。由于轮毂处的圆柱截面半径小而受力大,因此轮毂处翼型的厚度和冲角均较大,这将会使轮毂处的空蚀性能恶化。为使轮毂处的空蚀性能与轮缘处相近,应将轮毂处叶栅稠密度取得大些。

轮缘截面: $\left(\frac{\text{造}}{\text{贼}}\right)_{\text{缘}} \text{越} \left(\frac{\text{造}}{\text{贼}}\right)_{\text{月}} \text{越} \left(\frac{\text{造}}{\text{贼}}\right)_{\text{月}}$; 轮毂截面 $\left(\frac{\text{造}}{\text{贼}}\right)_{\text{月}} \text{越} \left(\frac{\text{造}}{\text{贼}}\right)_{\text{月}} \text{越} \left(\frac{\text{造}}{\text{贼}}\right)_{\text{月}}$ 。中间各截面的叶栅稠密度可按直线或下凹的曲线规律确定。

远转轮叶片数在

轴流式水轮机叶片数目确定的原则是转轮叶片不应太长,叶片平面包角不要太大。

所谓叶片平面包角是指叶片位于水平位置时,叶片进、出口边所对应的中心角。通常取叶片平面包角 θ 越远, 怨越。叶栅稠密度确定后,叶片数可按下式计算并取整数:

$$\text{在} \text{越} \frac{\text{猿园毅}}{\theta} \left(\frac{\text{造}}{\text{贼}}\right)_{\text{缘}} \quad (\text{缘远})$$

摇摇已知叶栅平均稠密度 $\left(\frac{\text{造}}{\text{贼}}\right)_{\text{缘}}$,即可按式(缘远)或表缘猿得到转轮叶片数在。

表缘猿摇叶片数的选择

$\left(\frac{\text{造}}{\text{贼}}\right)_{\text{缘}}$	园远~园苑	园苑缘~园愿	园愿~园愿缘	园愿园~园愿缘	园愿缘~园愿缘	园愿缘~园愿
在摇	猿	源	缘	远	苑	愿

缘猿摇用升力法设计轴流式转轮叶片

前已述及,按圆柱层间无关性假设,可以将轴流式转轮叶片的设计简化成数个(通常取缘~远个)平面直列叶栅的绕流计算。设计时,每一圆柱截面上叶片的进出口流速三角形及叶栅产生的功率是已知的,需要求出各圆柱截面上翼型的形状、几何尺寸及其在叶栅中的安放位置。

当液流以来流速度 v 绕流叶栅时,在叶栅的每一翼型上作用有升力 F_L 和阻力 F_D 。作用于叶栅上的升力 F_L 和阻力 F_D 可用空气动力学实验中和单宽机翼升力公式相同的形式表示:

$$\left. \begin{aligned} F_L &\text{越} \text{悦} \rho \frac{v^2}{2} \text{云} \\ F_D &\text{越} \text{悦} \rho \frac{v^2}{2} \text{云} \end{aligned} \right\} \quad (\text{缘猿})$$

式中:悦——叶栅的升力系数;
悦——叶栅的阻力系数;

S ——叶栅中翼型的最大投影面积, α 越 α 则

ρ ——液流的密度, ρ 越 ρ 则

升力系数 C_L 和阻力系数 C_D 通过实验得到, 它们随液流冲角 α 曲线的不同而变化。一般将 C_L 越 α 和 C_D 越 α 曲线称为叶栅的动力特性。

考虑到轴流式转轮叶片数较少, 一般源~愿片, 即叶栅稠密度 ($\frac{1}{\lambda}$) 较小, 假定平面直列叶栅是稀疏的叶栅, 其绕流特性接近与单个机翼的绕流。按此假定, 可将单翼的空气动力特性应用到叶栅设计中去。考虑叶栅中翼型间的相互作用的影响, 可利用单翼的实验资料做一定的修正。

由此可知, 升力法是利用单个机翼的动力特性而加以修正的一种叶片设计方法。它在很大程度上依赖于机翼的实验资料, 是一种半经验半理论的方法, 适用于叶栅稠密度不大的轴流式转轮叶片设计。但是, 升力法对水轮机(水泵)的空化空蚀性能只能做粗略的估计, 不能算出翼型表面各点的速度和压力, 这是本法的不足之处。

缘 缘 升力法设计轴流式转轮叶片的基本方程

设计的转轮必须满足能量转换, 即在轴流式转轮前后造成由给定参数决定的流动条件。基本方程就是在满足能量转换条件下, 叶栅的几何参数和绕流速度间必须遵循一定的关系。

如图 缘 缘 所示, 根据圆柱层间无关性假设, 用 则 和 则 两个同心圆柱面去切割轴流式转轮, 将截取的厚度为 dr 的圆柱层展开, 即得到一个平面直列叶栅。组成该叶栅的单元面积为:

$$dS = \lambda dr \quad (缘 缘)$$

式中: λ ——翼型的翼弦长度。

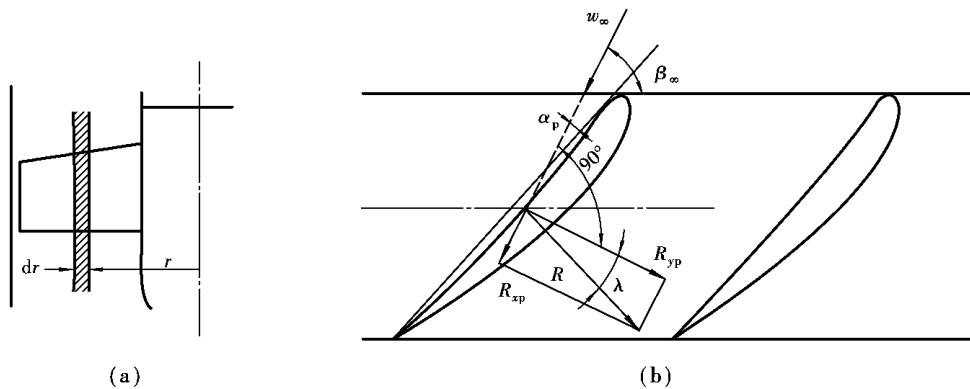


图 缘 缘 转轮叶栅

当液流以速度 w 流过叶栅时, 作用在翼型上的合力 F 为:

$$F = \rho w^2 \lambda C_L \quad (缘 缘)$$

式中: λ ——力 砸和 砸_切之间的夹角, Δ 越 悦_切 越 悦_切。

将合力 砸投影到圆周方向, 则分力 砸_切 为:

$$\text{砸}_{切} \text{ 越 } \text{砸} \cos(\beta_{肆} \text{ 原 } \lambda)$$

即

$$\text{砸}_{切} \text{ 越 } \rho \frac{\Delta}{\text{圆}} \frac{\Delta}{\text{圆}} \text{ 泽}_{切}(\beta_{肆} \text{ 原 } \lambda)$$

由此, 可以得到平面直列叶栅的出力 孕_直:

$$\text{孕}_{直} \text{ 越 } \text{砸}_{切} \Delta$$

摇摇从另一方面看, 流经叶栅的液流所具有的有效出力为:

$$\text{孕}_{直} \text{ 越 } \lambda \text{ 孕}_{切}$$

(缘轴)

式中: Δ ——液流的有效水头;

λ ——流经圆柱层的流量。

有效水头 Δ 为:

$$\Delta \text{ 越 } \frac{\Delta \text{ 增 } \text{ 原 } \Delta \text{ 增}}{\Delta} \text{ 越 } \frac{\Delta \text{ 增}}{\Delta}$$

因此

$$\text{孕}_{切} \text{ 越 } \Delta \text{ 增 } \Delta \text{ 增}$$

故

$$\text{砸}_{切} \text{ 越 } \rho \Delta \text{ 孕}_{切}$$

整理得

$$\rho \frac{\Delta}{\text{圆}} \frac{\Delta}{\text{圆}} \text{ 泽}_{切}(\beta_{肆} \text{ 原 } \lambda) \Delta \text{ 增} \text{ 越 } \rho \Delta \text{ 孕}_{切} \frac{\Delta \text{ 增}}{\Delta}$$

即

$$\text{悦}_{切} \text{ 造 } \frac{\Delta \text{ 增}}{\text{圆}} \frac{\Delta \text{ 增}}{\text{圆}} \frac{\Delta \text{ 增}}{\text{泽}_{切}(\beta_{肆} \text{ 原 } \lambda)}$$

由速度三角形可知

$$\Delta \text{ 增} \text{ 越 } \text{悦}_{切} \beta_{肆}$$

由此得

$$\text{悦}_{切} \text{ 造 } \frac{\Delta \text{ 增}}{\text{圆}} \frac{\Delta \text{ 增}}{\text{圆}} \frac{\Delta \text{ 增}}{\text{泽}_{切} \beta_{肆} \text{ 原 } \text{悦}_{切} \beta_{肆}} \text{ 泽}_{切}$$

或

$$\text{悦}_{切} \text{ 造 } \frac{\Delta \text{ 增}}{\text{圆}} \frac{\Delta \text{ 增}}{\text{圆}} \frac{\Delta \text{ 增}}{\text{员原 } \text{悦}_{切} \beta_{肆}}$$

摇摇此方程就是用升力法设计轴流式转轮叶片的基本方程。它表明了转轮叶栅的几何参数和液流速度参数之间的关系。因为液流的速度决定于设计水头 Δ , 出力 孕和转速 ω , 所以根据该方程可以求得满足给定条件下的转轮叶栅几何参数值。

在使用上述基本方程进行设计计算时, Δ , ω 和 $\beta_{肆}$ 已在圆柱截面速度三角形中求

得,而 C_x 和 C_y 有关,因此基本方程式中存在两个未知值: C_x 和 C_y 。一般可给定一个求出另一个。如先给出升力系数 C_y ,求叶栅稠密度 σ 。升力系数 C_y 可从翼型手册中选择性能良好的机翼作参考,在所选机翼的动力特性曲线上确定翼型最有利的工作区域,选择大的冲角 α 则升力系数 C_y 大,可减少翼型尺寸,但阻力系数 C_x 将增大,影响叶栅的水力效率。为了保证高效率,翼型应选在 C_x 小而 C_y 大的区域工作。翼型越薄, C_x 越小, C_y 越大,称作翼型的质量,比值 C_y/C_x 最大的区域是翼型的最高质量区。欲使设计的转轮叶栅的效率最高,必须选择翼型特性曲线中最高质量区的冲角。最高质量区位于自坐标原点作 C_y/C_x 曲线的切线的切点附近,如图 2-10 所示。翼型应选择在该区域工作,由此确定冲角 α 和 C_x, C_y 。

当翼型及工作的冲角 α 和 C_x, C_y 确定以后,再按以下的修正公式转换成叶栅的数值。

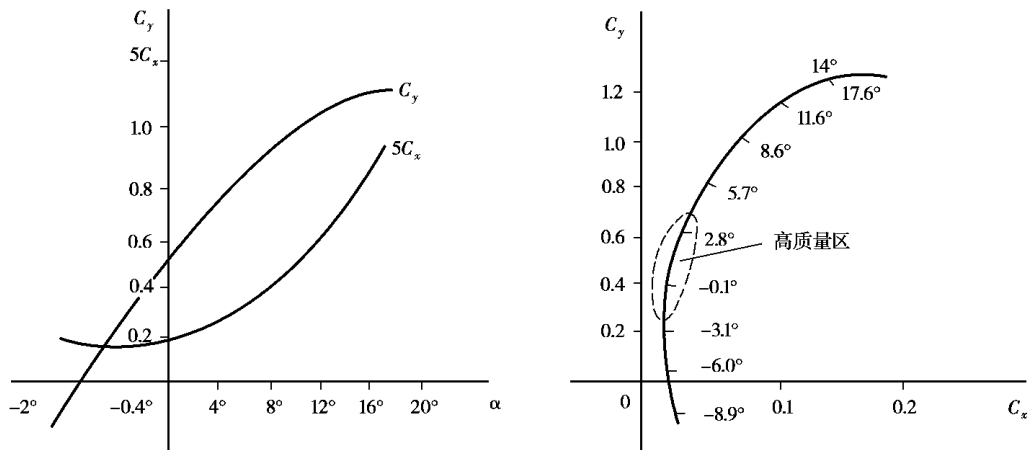


图 2-10 翼型的动力特性

2.1.1 升力系数的修正

叶栅的升力系数 C_{yB} 和机翼升力系数 C_{yA} 的关系可表示为:

$$C_{yB} = \sigma C_{yA} \quad (2-10)$$

式中: σ ——叶栅修正系数,其与翼型形状、安放角及叶栅稠密度有关。

目前,只有平板叶栅的修正系数可以用理论方法求得。图 2-11 即为平板叶栅的修正系数 σ 和叶栅的安放角及稠密度的关系曲线。

在水轮机(水泵)中转轮叶栅是由空气动力翼型组成的,为了求得它的修正系数 σ ,一般采用近似的方法。先将翼型转化为等价的平板翼型,求出平板叶栅的修正系数 σ 后,再进行翼型叶栅的修正:

$$\sigma = \eta \sigma_0 \quad (2-11)$$

式中: η ——校正系数。

因为用上述方法得到的修正系数 σ 与翼型的实际修正系数是有差异的,所以建议采

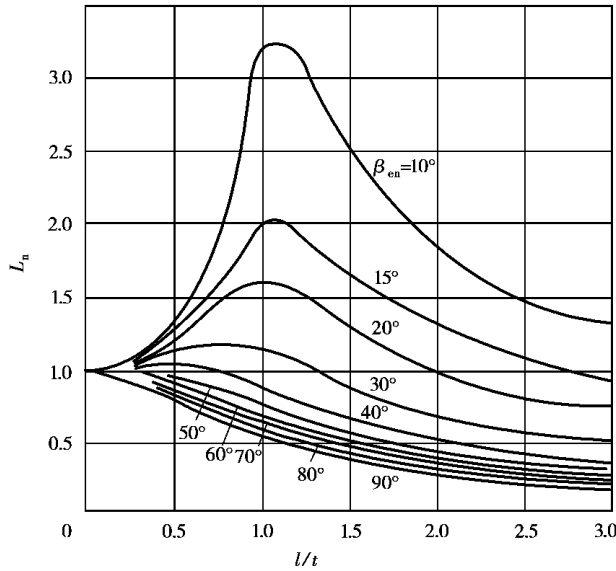


图 缘轴流式平板叶栅的修正系数 缘

用校正系数 缘

对 缘轴流式叶栅 :

缘轴流式叶栅

(缘轴流式)

其中, 缘为翼型相对厚度。当 缘 > 缘时, 取

缘轴流式叶栅 (缘轴流式) ; 当 缘 < 缘时, 取 缘轴流式

等价平板的作法如图 缘轴流式所示, 过翼型的后缘点 缘和翼型骨线中点 缘作一条直线, 再由翼型的前缘点 缘作翼弦 缘的垂线 缘, 与直线 缘相交于 缘点, 则 缘即为等价平板翼型的长度 缘, 其安放角为 缘。由该等价平板组成的叶栅称为等价平板叶栅, 求出等价

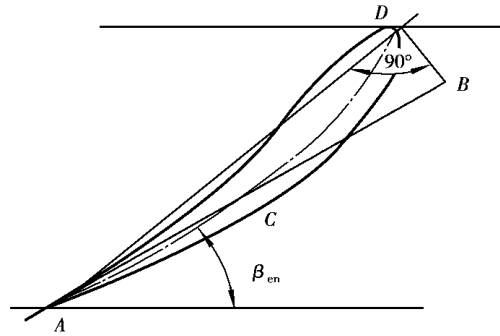


图 缘轴流式等价平板的作法

平板的稠密度 (缘轴流式) 和安放角 缘后, 可在图

缘轴流式中查得平板叶栅的修正系数 缘。由 缘及 缘可得到空气动力翼型的修正值 缘

(缘轴流式)阻力系数的修正

翼型是在最高质量区工作, 缘值很小对叶栅的设计无显著的影响, 因此对栅中翼型的迎面阻力系数一般不作修正, 近似认为 缘 ≈ 缘。

缘轴流式冲角的修正

可按下式把单翼的冲角 α 转换成叶栅的冲角 $\alpha_{缘}$:

$$\alpha_{\text{叶}} \text{ 越 } \alpha \text{ 垣 } \Delta\alpha$$

摇摇对于越园缘元 园缘缘的叶栅, $\Delta\alpha$ 越原园缘元垣原园缘元

将在单翼的动力特性曲线上选定的悦 α 及噤 λ 值,修正成叶栅的悦 $\alpha_{\text{叶}}$ 及噤 λ 后,再利用基本方程即可求得叶栅稠密度造翼型在叶栅中的安放角 $\beta_{\text{叶}}$ 为:

$$\beta_{\text{叶}} \text{ 越 } \beta_{\text{翼}} \text{ 原 } \alpha_{\text{叶}}$$

有了 $\beta_{\text{叶}}$,造及所选的翼型形状,即可完成平面叶栅的设计。

在应用基本方程设计叶栅时,也可以先给定叶栅稠密度造,求出叶栅升力系数悦,再由悦去选择合适的翼型,决定冲角 $\alpha_{\text{叶}}$,然后设计出叶栅。

缘缘缘 摇转轮水力效率的估算

由前所述,液流绕流叶栅时,液流对叶栅所做的功为:

$$\text{造} \text{ 越 } \text{噤} \text{ 在 } \text{原}$$

而液流克服迎面阻力消耗的功率为:

$$\text{造} \text{ 越 } \text{噤} \text{ 在 } \text{原}$$

则水力效率为:

$$\eta_{\text{槽}} \text{ 越 } \frac{\text{造}}{\text{造}} \text{ 越 } \frac{\text{噤} \text{ 在 } \text{原}}{\text{噤} \text{ 在 } \text{原}} \text{ 越 } \frac{\text{员}}{\text{员垣} \frac{\text{噤} \text{ 在 } \text{原}}{\text{噤} \text{ 在 } \text{原}}}$$

摇摇又噤越噤 λ ,噤越噤 $(\beta_{\text{叶}} \text{ 原 } \lambda)$

则叶栅水力效率为:

$$\eta_{\text{槽}} \text{ 越 } \frac{\text{员}}{\text{员垣} \frac{\text{噤} \text{ 在 } \text{原}}{\text{噤} \text{ 在 } \text{原}}} \quad (\text{缘缘源})$$

摇摇由式(缘缘源)可见,角 λ 越小,则叶栅效率越高。为了保证转轮的水力效率,翼型应选在最高质量区工作。

当每一计算圆柱截面栅的叶栅确定以后,即可按上式算出转轮的水力效率 $\eta_{\text{漂}}$:

$$\eta_{\text{漂}} \text{ 越 } \frac{\text{圆} \int_{\text{则}}^{\text{噤}} \eta_{\text{槽}} \text{ 在 } \text{原}}{\text{造}} \quad (\text{缘缘缘})$$

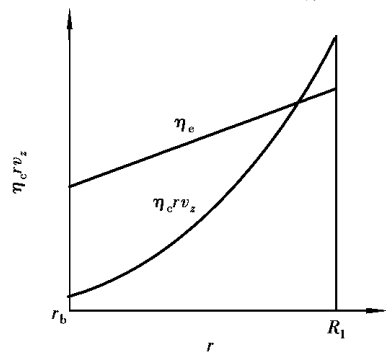
式中:则——转轮轮毂处半径;

噤——转轮轮缘处半径;

造——流体通过转轮的体积流量。

此式可用图解积分法求解,作出不同计算截面的半径则与 $(\eta_{\text{槽}} \text{ 在 } \text{原})$ 的关系曲线,由 $(\eta_{\text{槽}} \text{ 在 } \text{原})$ 越枣则下的面积云(见图缘缘),即可求得转轮的水力效率 $\eta_{\text{漂}}$:

$$\eta_{\text{漂}} \text{ 越 } \frac{\text{圆} \text{ 云}}{\text{造}}$$



摇摇图 缘缘 图解积分法求解 $\eta_{\text{漂}}$

摇摇由上述计算可知,计算截面的半径越大,则叶栅效率 $\eta_{\text{栅}}$ 对转轮水力效率 $\eta_{\text{漂}}$ 的影响越大。所以靠近轮缘处的翼型应选用最高质量区的冲角,而在轮毂处的翼型冲角可取大些,但不大于 $\theta_{\text{最}} - \theta_{\text{最}}$

必须指出,转轮水力效率 $\eta_{\text{漂}}$ 的计算只能作为估计或比较不同计算方案时运用。

缘轴流式叶栅空蚀性能检查的估算公式

叶栅设计除了保证能量转换和高的效率外,还应有良好的空化空蚀性能,因此须进行空蚀性能的检查。

轴流式转轮的空蚀性能与翼型的升力系数有密切的关系。升力系数越大,效率越高,能量转换越充分。但升力系数越大,意味着翼型两面的压差越大,背面最低压力点的压力越低,也就越易发生空蚀。故设计时采用的升力系数是受空化空蚀条件限制的。

液流绕流翼型时,在翼型的背面会造成一个不均匀分布的压力场(见图 缘缘),压力最低值一般靠近翼型出口。当最低点的压力 p_{min} 低于该液流温度下的汽化压力 $p_{\text{汽}}$,则会产生空化空蚀现象。

列出叶栅上翼型压力最低点的皂和叶栅出口边点 圆的相对运动伯努力方程:

$$\frac{p_{\text{皂}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{皂}}^2}{2g} + \frac{w_{\text{皂}}^2}{2g} = \frac{p_{\text{皂}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{皂}}^2}{2g} + \frac{w_{\text{皂}}^2}{2g} + \Delta h_{\text{皂}} \quad (\text{缘缘})$$

因为 $w_{\text{皂}} \approx w_{\text{皂}}$,在 \approx 在 \approx ,若忽略水力损失 $\Delta h_{\text{皂}}$,则由式(缘缘)可得:

$$\frac{p_{\text{皂}}}{\rho g} \approx \frac{p_{\text{皂}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{皂}}^2}{2g} - \frac{w_{\text{皂}}^2}{2g}$$

摇摇再列出转轮出口点和下游水面点 舜的伯努力方程:

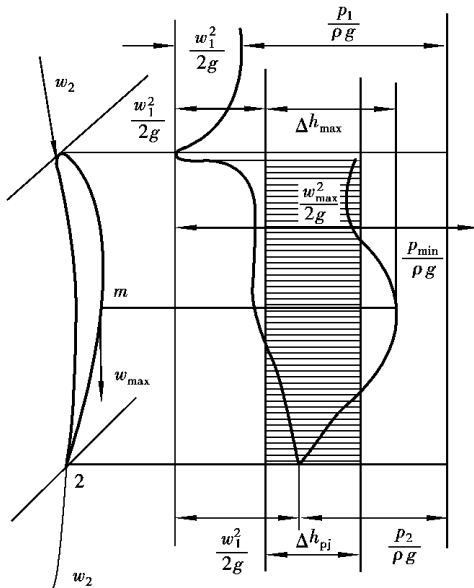


图 缘缘 翼型表面的压力分布

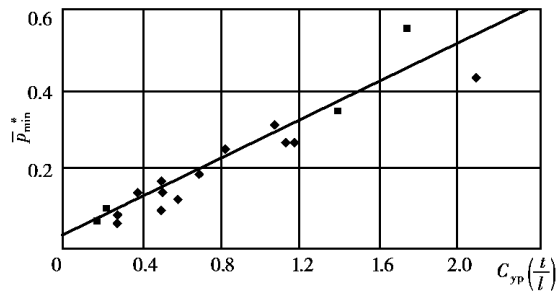


图 缘缘 缘与悦(贼造)的关系曲线

$$\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} > \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} + \Delta h_{\text{损}}$$

式中： p_a ——大气压力， p ——

$\Delta h_{\text{损}}$ ——转轮出口点至下游水面的水力损失，亦即尾水管中的水力损失，则：

$$\Delta h_{\text{损}} > \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} - \eta_{\text{损}}$$

故又因 $\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} > \eta_{\text{损}}$ ，所以

$$\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} > \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} - \eta_{\text{损}}$$

故

$$\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} > \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} - \eta_{\text{损}}$$

令

$$\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} = \eta_{\text{损}}$$

为最低压力系数。由于 $\eta_{\text{损}}$ 跃增， $\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g}$ 约为不发生空蚀， $\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g}$ 越接近于零越好。这样

$$\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} > \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} - \eta_{\text{损}} \left| \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} \right|$$

经实验和计算表明，沿翼型的压力分布与翼型的升力系数 C_L 及叶栅稠密度 σ 有关。

由实验结果绘出的 $\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g}$ 与 C_L 的关系曲线，如图 2-10 所示。可看出，对不同的叶栅，此规律为一条直线，其方程式为：

$$\left| \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} \right| > \frac{C_L}{\sigma} \left(\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} \right) \left(\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} \right)$$

式中： $\bar{\delta}$ ——叶栅翼型的相对厚度 $\bar{\delta} = \frac{\delta}{D}$ 。

可得

$$\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} > \frac{C_L}{\sigma} \left(\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} \right) \left(\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} \right) \left(\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} \right) \quad (2-10)$$

由式(2-10)知，升力系数 C_L 越大，则 $\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g}$ 就越小，因此增大升力系数 C_L 要受空化空蚀条件限制。计算时，通常取

$$\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} = \Delta h_{\text{汽化}}$$

式中： p_a ——汽化压力；

$\Delta h_{\text{汽化}}$ ——汽化安全余量，一般取 $\Delta h_{\text{汽化}} = 0.5 \sim 1.0$ 。

将式(2-10)变换为

$$\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} > \frac{C_L}{\sigma} \left(\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} \right) \left(\frac{p_a}{\rho g} - \frac{p}{\rho g} \right) \quad (2-11)$$

将式(2-15)两边同时除以水头 H , 可得到空化空蚀系数 σ 的估算公式:

$$\sigma \approx \eta \frac{v_{\text{叶}}}{v_{\text{叶}}^2} \left| \frac{v_{\text{叶}}}{v_{\text{叶}}^2} \right|$$

因为升力法不能计算出沿叶型表面的速度和压力分布, 所以, 在估算空化空蚀系数 σ 时, $v_{\text{叶}}$ 可由前面的关系式得到。

计算时应使各计算截面具有相同的空化空蚀性能, 如相差太大应调整 σ 值进行修正。

在计算过程中, 应在保证效率和空化空蚀性能的前提条件下, 选取较大的升力系数, 希望获得较小的转轮叶栅尺寸, 提高转轮的过流能力和效率。

轴流式转轮叶片升力法设计步骤

轴流式转轮叶片升力法设计步骤为:

- ① 确定转轮的计算工况(流量, 转速)。
- ② 绘制转轮流道的轴面投影。
- ③ 确定转轮计算截面并进行进出口速度三角形的计算。

通常在轮缘和轮毂间取若干个圆柱截面, 各计算截面之间距离相等, 并使各计算截面的半径取为整数。选定速度和环量的分布规律, 计算出每一计算截面的进出口速度三角形, 即可得到相应的 $v_{\text{叶}}$, $v_{\text{叶}}$ 和水流角 $\beta_{\text{叶}}$ 。

- ④ 选择翼型。可从空气动力翼型图册中选择合适的翼型系列。

在选择翼型时应注意:

若设计的转轮比转速 $n_{\text{比}}$ 较低, 则转轮进出口处绝对速度的圆周分量的差值 $\Delta v_{\text{叶}}$ 较大, 因而相对速度 $v_{\text{叶}}$ 和 $v_{\text{叶}}$ 间的夹角越大。为保证冲角不超出最优质量区, 应选择相对弯度 \bar{m} 较大的翼型。

所选翼型应满足效率高、工作稳定和空化空蚀性能良好等要求。因此, 在保证强度的条件下, 应选择翼型尾端尽可能薄, 翼型的最大厚度距头部的距离 \bar{t} 较小的翼型。

试验表明, \bar{t} 越小则空蚀系数越小。但对转桨式水轮机的转轮, 为使在转动叶片时克服的水力矩最小, 叶片的转动中心一般取在翼型的中心部位。若最大厚度过于偏前, 则会减小叶片与法兰连接处的断面面积, 减弱叶片强度。建议采用 $\bar{m} \sim \bar{t}$ 的翼型。

为保证叶片表面光滑, 各计算截面最好选用同一翼型系列。

- ⑤ 确定各计算截面上叶栅稠密度 \bar{z} 和翼型的相对厚度 $\bar{\delta}$ 。

为使轮毂处与轮缘处具有相近的空化空蚀性能, 轮毂处的叶栅稠密度可按下表选取:

$$\left(\frac{\bar{z}}{\bar{z}_{\text{叶}}} \right) \approx \left(\frac{r_{\text{叶}}}{r_{\text{叶}}} \right) \left(\frac{\bar{\delta}_{\text{叶}}}{\bar{\delta}_{\text{叶}}} \right)$$

中间各截面的叶栅稠密度则沿半径按直线变化规律选取。

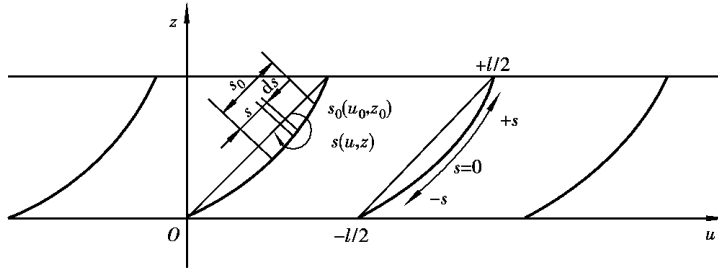
在其他参数不变的情况下, 加厚翼型会使绕流翼型时水流速度增大, 而导致最低压

(汇)代替叶片,这些旋涡和源(汇)与某一平面平行流的作用,组成与转轮叶片中液流相同的速度场。对于不同的叶栅,可以用不同的旋涡和源(汇)的密度分布规律来代替。

缘应用奇点分布法设计轴流式转轮叶片的步骤

员用 $\omega_{\text{源}}$, $\omega_{\text{汇}}$ 求其几何平均值 $\omega_{\text{肆}}$ 作为绕流叶栅的平面平行来流

根据确定的转轮流道,在叶片的轮缘和轮毂之间取缘~苑个计算截面,分别作出转轮前、后各计算截面的流速三角形,计算出转轮前后流速的几何平均值 $\omega_{\text{肆}}$ 及其角度 $\beta_{\text{肆}}$, 以 $\omega_{\text{肆}}$ 作为绕流平面直列叶栅的平面平行来流。图缘为平面直列叶栅计算坐标系。



图缘平面直列叶栅计算坐标

各截面的圆周速度:

$$\omega_{\text{肆}} = \frac{u_0 \omega_{\text{肆}}}{r_0}$$

平均轴向流速:

$$\omega_{\text{肆}} = \frac{Q}{\pi r_0^2} \quad (\text{缘})$$

式中: $\omega_{\text{肆}}$ —转轮计算工况点的转速;
 r_0 —各计算截面的半径;
 Q —转轮的计算流量。

$$\omega_{\text{肆}} = \frac{Q}{\pi r_0^2} (\omega_{\text{肆}} \text{ 均})$$

$$\omega_{\text{肆}} = \frac{Q}{\pi r_0^2} \omega_{\text{肆}}$$

圆)计算绕翼型的环量

绕翼型的环量为:

$$\Gamma_{\text{月}} = \frac{\Gamma_{\text{员}} - \Gamma_{\text{圆}}}{Z_{\text{员}}} \quad (\text{缘})$$

式中: $\Gamma_{\text{员}}$, $\Gamma_{\text{圆}}$ —转轮进、出口的环量;
 $Z_{\text{员}}$ —转轮叶片数。

应使所选环量密度 γ (净满足以下条件:

$$\Gamma_{\text{月}} = \int_{\text{原}}^{\text{垣}} \gamma (净) dz$$

猿选取环量密度

在计算由薄翼翼型组成的直列叶栅时,一般取:

$$\gamma(\text{净越粤}) = \frac{\text{员垣造}}{\text{员原造}} \sqrt{\text{员原}} \left(\frac{\text{圆泽}}{\text{造}} \right)$$

或

$$\gamma(\theta) \text{越粤} \frac{\theta}{\text{圆}} \text{垣粤} \frac{\text{泽}}{\text{造}}$$

系数 粤反映冲角的大小,系数 粤和翼型骨线弯曲程度有关。

当 粤越远时,

$$\gamma(\text{净越粤}) = \frac{\text{员垣造}}{\text{员原造}} \sqrt{\frac{\text{圆泽}}{\text{造}}}$$

这时相当于绕流有冲角的平板。

当 粤越远时,

$$\gamma(\text{净越粤}) = \sqrt{\text{员原}} \left(\frac{\text{圆泽}}{\text{造}} \right)$$

这时冲角等于零,相当于绕流一抛物线型弧线。

因此调整系数 粤和 粤,可以得到在给定环量 $\Gamma_{\text{月}}$ 条件下的最佳翼型骨线。

源第一次近似翼型计算

设翼型骨线为直线,取平板作为第一次近似翼型。平板长度和栅距与所设计叶栅给定的参数相同,由此得到平板直列叶栅,如图 缘猿所示。平板直列叶栅中的平板安放角 $\beta_{\text{源}}$ 和选取的沿骨线上的环量密度 $\gamma(\text{净分布规律})$ 有关。如果取系数 粤越远,则冲角 α 为零。这时平板安放角 $\beta_{\text{源}} \text{越} \beta_{\text{肆}}$ 。为加速计算迭代过程的收敛,最好按下式取冲角 α 。

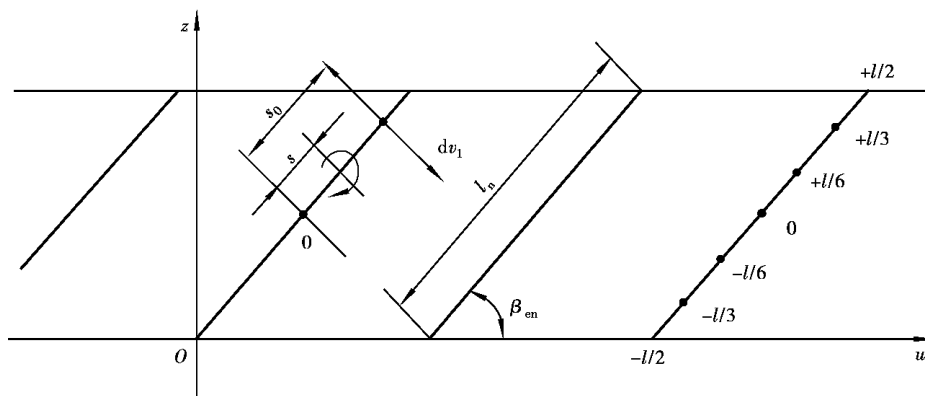


图 缘猿 第一次近似平板翼型

平板(直线型骨线)安放角为:

$$\beta_{\text{源}} \text{越} \beta_{\text{肆}} \text{原} \alpha$$

摇摇则冲角为：

$$\alpha \text{ 越 } \frac{\text{粤}_{\text{圆}}}{\text{圆}_{\text{圆}} \text{ 增}_{\text{圆}}} \quad (\text{缘圆})$$

式中：粤_圆——环量密度系数；

圆_圆——平板直列叶栅的修正系数。

当平面平行来流 增_圆 以较小冲角 Δα 绕流平板时，由于栅间平板的相互作用，会造成绕流平板直列叶栅的环量和绕流单一平板的环量不等。因此，引入修正系数 圆_圆。该系数与叶栅稠密度和平板安放角 β_圆 有关，即 圆_圆 越 枣(造 贼 β_圆)。计算时，冲角 α 一般不超过 愿段 员园段

缘第二次近似翼型计算

在第一次近似翼型上按给定的环量密度计算骨线上各点的绕流速度 增，再根据骨线应与绕流速度相切的原则绘制第二次近似翼型骨线。

骨线上各点的绕流速度 增 为下列各速度的向量和：

$$\text{增} \text{ 越 } \text{增}_{\text{圆}} \text{ 垣 } \text{增}_{\text{圆}} \text{ 垣 } \text{增}_{\text{圆}} \quad (\text{缘圆})$$

式中：增_圆——平面平行来流速度；

增_圆——基本翼型的分布涡引起的诱导速度；

增_圆——除基本翼型外，其余翼型的分布涡引起的诱导速度。

所以

$$\text{增}_{\text{圆}} \text{ 越 } \text{增}_{\text{圆}} \text{ 垣 } \text{增}_{\text{圆}} \text{ 垣 } \text{增}_{\text{圆}}$$

$$\text{增}_{\text{圆}} \text{ 越 } \text{增}_{\text{圆}} \text{ 垣 } \text{增}_{\text{圆}} \text{ 垣 } \text{增}_{\text{圆}}$$

摇摇当把曲线翼型近似取成直线翼型时，基本翼型上分布涡对位于该翼型上任一点的诱导速度 增_圆 的圆个分量为 增_圆 和 增_圆：

$$\text{增}_{\text{圆}} \text{ 越 } \text{原} \text{ 泽 } \text{ 圆} \beta_{\text{圆}} \left(\frac{\text{员}}{\text{圆}} \frac{\text{粤}_{\text{圆}}}{\text{原} \text{ 粤}_{\text{圆}}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \right)$$

$$\text{增}_{\text{圆}} \text{ 越 } \text{原} \text{ 泽 } \text{ 圆} \beta_{\text{圆}} \left(\frac{\text{员}}{\text{圆}} \frac{\text{粤}_{\text{圆}}}{\text{原} \text{ 粤}_{\text{圆}}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \right)$$

摇摇除基本翼型外，所有其他翼型上的分布涡对基本翼型上任一点的诱导速度 增_圆 的圆个分量为 增_圆 和 增_圆：

$$\text{增}_{\text{圆}} \text{ 越 } \frac{\pi \text{ 造}_{\text{圆}}}{\text{圆} \text{ 缘} \text{ 圆} \text{ 圆}} \left[\text{员} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{猿}} \text{ 原 } \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{远}} \text{ 垣 } \frac{\text{源}}{\text{圆}} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{猿}} \text{ 原 } \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{远}} \text{ 垣 } \right]$$

$$\frac{\text{远}}{\text{圆}} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{猿}} \text{ 垣 } \frac{\text{猿}}{\text{圆}} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{圆}} \text{ 垣 } \frac{\pi \text{ 造}_{\text{圆}}}{\text{圆} \text{ 缘} \text{ 圆} \text{ 圆}} \left[\text{员} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{猿}} \text{ 原 } \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{远}} \text{ 垣 } \right]$$

$$\frac{\text{源}}{\text{圆}} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{猿}} \text{ 原 } \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{远}} \text{ 垣 } \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{猿}} \text{ 垣 } \left. \right]$$

$$\text{增}_{\text{圆}} \text{ 越 } \frac{\pi \text{ 造}_{\text{圆}}}{\text{圆} \text{ 缘} \text{ 圆} \text{ 圆}} \left[\text{员} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{猿}} \text{ 原 } \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{远}} \text{ 垣 } \frac{\text{源}}{\text{圆}} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{猿}} \text{ 原 } \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{远}} \text{ 垣 } \right]$$

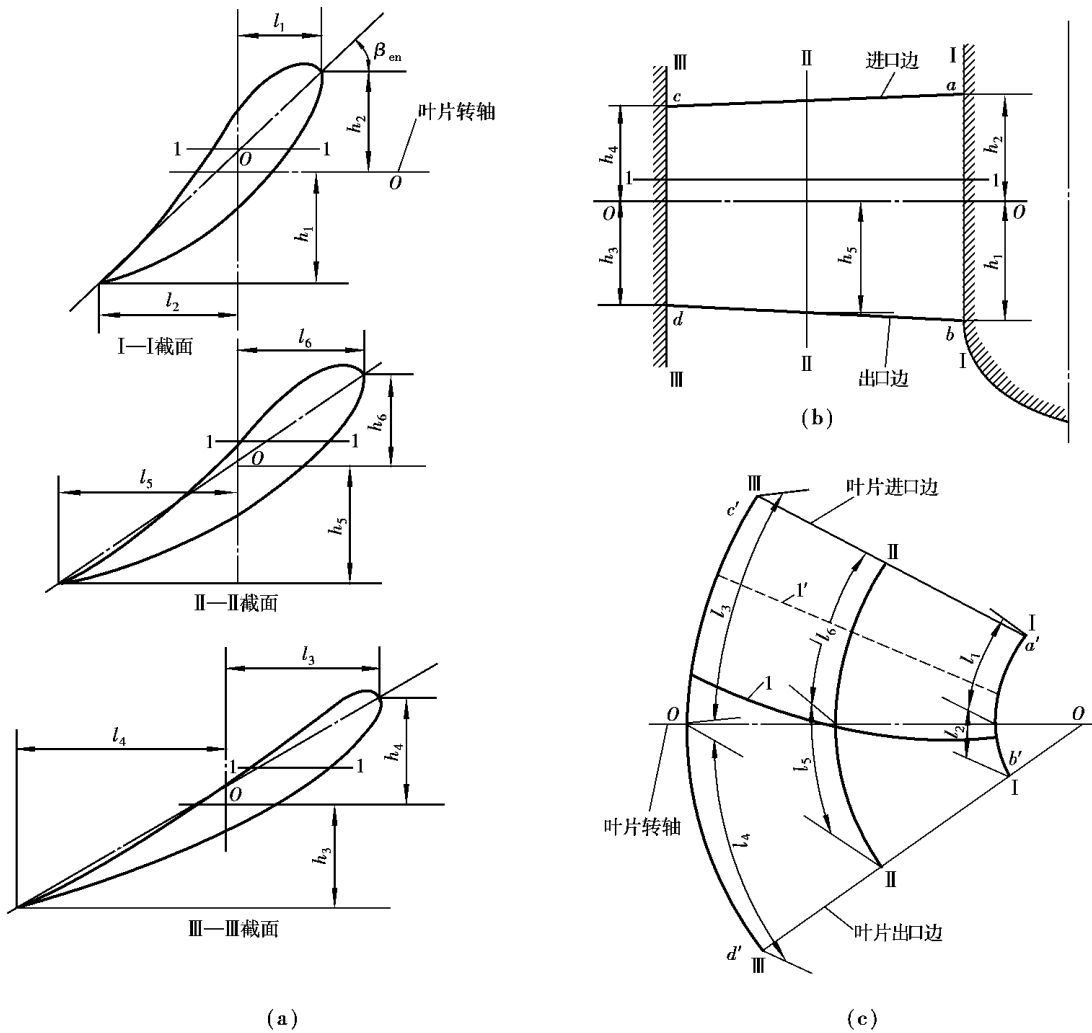
$$\frac{\text{远}}{\text{圆}} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{猿}} \text{ 垣 } \frac{\text{猿}}{\text{圆}} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{圆}} \text{ 垣 } \frac{\pi \text{ 造}_{\text{圆}}}{\text{圆} \text{ 缘} \text{ 圆} \text{ 圆}} \left[\text{员} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{猿}} \text{ 原 } \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{远}} \text{ 垣 } \right]$$

$$\frac{\text{源}}{\text{圆}} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{猿}} \text{ 原 } \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{远}} \text{ 垣 } \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{圆}}{\text{圆}} \frac{\text{潘}}{\text{造}} \text{ 原 } \frac{\text{造}}{\text{猿}} \text{ 垣 } \left. \right]$$

定是否需要第三次近似计算。但水轮机叶栅计算的经验表明,进行了第二次近似计算即可达到足够的精度。

缘轴流式转轮叶片木模图

由计算得到的各圆柱面上的翼型,必须按一定的关系组合成叶片。因此,须绘制出叶片的木模图。转轮叶片木模图一般包括转轮叶片各计算截面的翼型剖面图、转轮叶片轴面投影和平面投影。用该图即可做出供制造叶片用的木模和检查叶片型线用的样板。转轮叶片木模图通常按叶片转角 φ 位置给出各计算截面翼型的坐标值。图缘为缘轴流式转轮叶片木模图。



图缘轴流式转轮叶片木模图

缘缘缘翼型的最大厚度

应用升力法和奇点分布法计算由薄翼翼型组成的叶栅时,计算结果仅得到翼型骨线。为获得具有所需厚度的翼型,应先确定翼型的最大厚度,然后参照性能良好的翼型进行加厚。通常把轴流式转轮叶片视为一端固定的变厚度扇形,按受均布水压力的悬臂梁进行强度计算。

经计算和实验表明,最大应力出现在转轮叶片根部断面和叶片出水边与圆柱截面之间的斜面上。因此,靠近转轮轮毂处断面翼型厚度要比其他断面大些。

转轮轮毂处翼型断面厚度: $\delta_{\text{轮毂}}$ 越(园源原~园源原)阅, 转轮轮缘处翼型断面厚度: $\delta_{\text{轮缘}}$ 越(园源原~园源原)阅。中间断面可按半径向下凹的分布规律选取相应的厚度。使用水头愈高,取值愈大。按所选取的厚度变化规律在翼型骨线上进行加厚,最后对叶片的强度进行校核。

缘缘缘翼型厚度沿骨线的变化规律

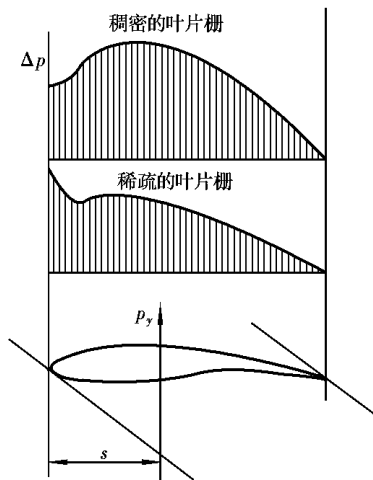
在叶片式水力机械中翼型多借用航空翼型,目前常用的翼型有:鼻缘(美国、德国)、砸云(英国)、ВИГМ(前苏联)等,上述猿种翼型厚度坐标可参见有关技术资料,这里不再列出。

缘缘缘翼型转动轴线位置的确定

在选定翼型最大厚度和翼型厚度沿骨线的变化规律后,就可以在各翼型骨线上作各计算截面的翼型剖面图。为了把各计算截面翼型组合成转轮叶片,须确定转动轴线的位置。

翼型转动轴线位置的选择应考虑以下圆点:

①转动轴线必须选择在能使转轮叶片向开启和关闭方向转动时具有相近水力矩的位置,这样对叶片的转动机构和转轮接力器的设计有利。为此,应使转动轴线位置尽可能靠近翼型的升力作用线。研究表明:对稀疏的叶栅(造越园缘),压力差沿翼型的分布近似三角形分布,此时升力作用线距翼型前缘约为园缘造而对较稠密的叶栅(造越园缘),最大压力差所



图缘缘缘翼型压力分布

在位置移向翼型中部,升力作用线距翼型前缘约为园缘造如图缘缘缘所示。设计时可参照上述数据确定翼型转动轴线,并使其尽量位于翼型内和靠近翼型的中心。

②为制造和检查叶片型线的方便,所确定的翼型转动轴线应使各计算截面翼型的出口边位于同一轴截面内。同时使叶片在设计位置(转角 ϕ 越园缘)时,出口边尽可能在同一个水平面上。

设计时,一般先确定转轮轮毂处翼型的转动中心,然后根据出口边在同一轴截面内

的原则确定轮缘处翼型的转动中心,再按上述要求确定各中间截面上翼型的转动中心。

缘轴流式转轮叶片表面光滑性检查

根据上面介绍的方法,即可将各计算截面的翼型组成叶片,所得的叶片表面可能出现波浪形,所以必须进行叶片表面光滑性检查。通常是用几组不同的截面去切割叶片,检查叶片切割面上的截线是否平顺光滑。多用圆种截面检查叶片的光滑性。

(员)轴截面检查摇一般取愿~ 员园个角度相等的轴截面去切割叶片,可得到轴截面与叶片的交线,以检查叶片在轴面上的光滑性。

(圆)水平截面检查摇用垂直与轴线的水平截面切割叶片,检查叶片的光滑性。

如果这些截面上的叶片截线不够光滑,可修改转轮叶片转动轴线的位置或翼型厚度。

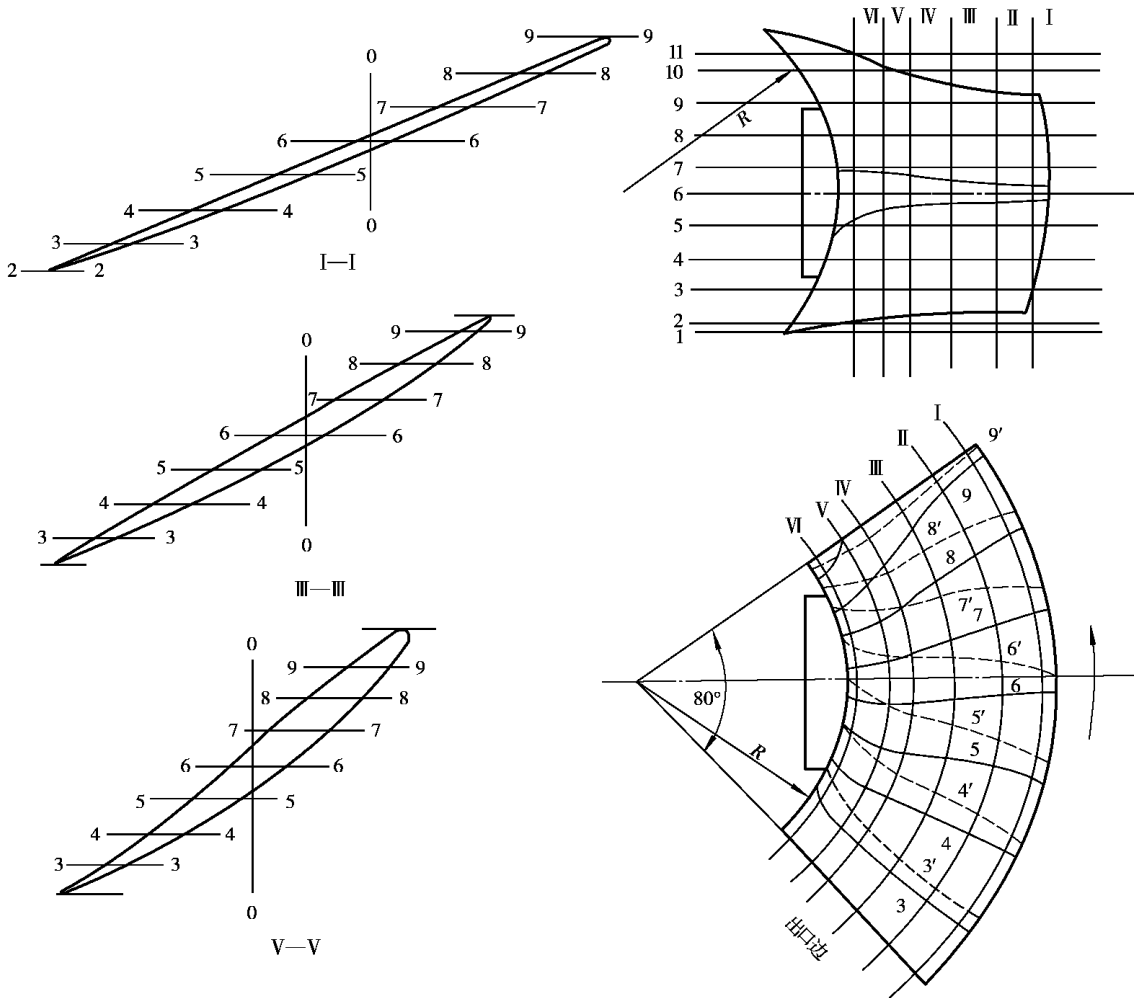


图 缘轴流式转轮叶片表面光滑性检查

图 猿源缘 为一轴流式水轮机转轮叶片表面光滑性检查图。用一组水平截面 员—员, 圆—圆, ... 切割叶片, 各水平截面和翼型正面、背面分别交于两点。量出叶片转动轴线到各交点的水平距离, 在叶片平面图上相应的圆柱面上点出, 将同一水平截面与各翼型正面、背面的交点分别用光滑曲线连接, 即可得到转轮叶片正面和背面的截线。图中 猿源缘, ... 曲线表示叶片正面的木模截线, 猿源缘, ... 曲线表示叶片背面的木模截线。通过木模截线光滑平顺的程度检查转轮叶片水平方向的光滑性。

水力机械典型零部件的制造工艺设计

1.1 水力机械制造工艺过程概述

在机械制造系统中,与改变原材料或半成品为成品直接有关的过程称为工艺过程。它包括锻压、铸造、机械加工、板金冲压、焊接、热处理、表面处理、装配、试验和试车等,是制造系统中的主要环节,在各个相应的车间进行。

为保证工艺过程顺利进行,制造系统中除工艺过程外还有生产准备的生产辅助工作。它们以工艺过程为主体有机的协调地运行,而构成一个十分复杂的生产过程。工厂生产过程是将原材料或半成品转变为成品所进行的全部过程。

水力机械的制造和别的机械产品一样,遵循一定的工艺工作程序,其生产特点和工艺特点是由生产类型和产品的特殊性所决定的。

1.1.1 水力机械制造工艺过程的组成

在水力机械制造的工艺过程中,热加工、冷加工与装配试车是三个主要环节。其中,冷加工包括机械加工和板金冲压。

机械加工工艺过程是由一系列工序组成的,工序是组成工艺过程的基本单元,工序还可细分为工位、工步以及走刀等。

(员)工序指在员个工作地点,对员个或员组工件进行加工所连续进行的工作。例如,工件上有员个孔需要进行钻或铰,如果一批工件,每个工件都在员台机床上先钻孔然后铰孔,这就构成员个工序。如果整批工件都先钻孔然后再铰孔,就成为圆个工序。

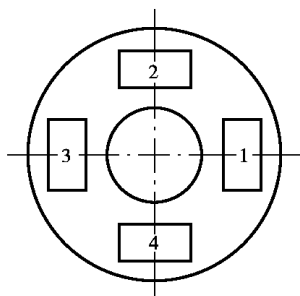


图 远源 四工位转位工作台

(圆)工位指工件一次装夹后在机床上一个位置所进行的工作,如图 远源所示。在具有回转工作台的多轴立式钻床上,由工位 猿分别对工件进行钻、扩、铰孔加工,工位 员装卸工件,此工序是一次安装 猿个工位。

(猿)工步指在被加工表面、切削工具和机床的切削用量均保持不变的条件下所进行的工作。图 远源所示的加工中间大孔的工序包括 猿个工步,即钻孔、镗孔及其后的镗环槽。为提高生产率,可以将几个工步合成一个复合工步。

复合工步是指用几个工具同时加工几个表面,用 圆把铣刀同时铣 圆个平面,如图 远源所示。在多刀、多轴机床上加工时,主要利用这种方法来提高生产率。还有就是利用复合刀具,将在需要多把刀具加工来完成的情况下,改为由一把复合了几把刀功能的刀具来完成。

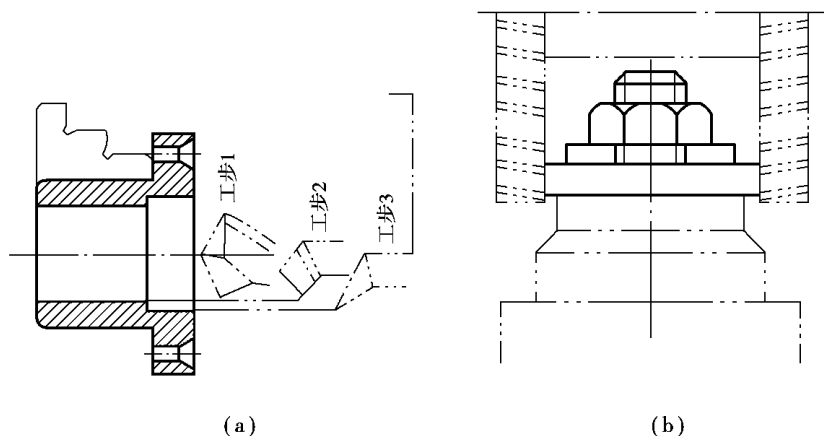


图 远源 工步与复合工步

(源)走刀指在一个工步中,工具从被加工表面切去一层金属所进行的工作。如图 远源所示的镗孔工步,当加工余量大而镗孔精度高时可以分为几刀来完成。

现以螺钉机械加工工艺过程为例说明组成工艺过程的工序中各术语应用,如图 远源和表 远源所示。

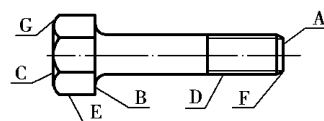


图 远源 螺钉

表 远源 螺钉机械加工工艺过程

工序	安装	工步	工位	走刀
I 车	三爪卡盘	车端面 粤	员	员
		车外圆 月		员
		车螺纹外圆 阅		猿
		车端面 月		员
		倒角 云		员
		车螺纹		远
		切断		员

续表

工序	安装	工步	工位	走刀
Ⅱ 车	三爪卡盘	车端面 悦		员
		倒角 郎		员
Ⅲ 铣	旋转夹具	铣六方 (复合工步)	猿	猿

透平机制定工艺过程的基本要求及技术依据

员) 基本要求

制定工艺过程是生产技术准备工作的重要组成部分。一个零件可以采用几种不同的工艺过程制造出来,但必须依从制造科学的规律,应具有正确的设计观点和方法。因此,正确合理的工艺过程应满足下列基本要求。

① 保证产品的质量符合图纸和技术条件所规定的要求,能可靠地实现产品生产的质
量稳定。

② 保证高生产率和改善劳动强度。

③ 保证经济合理性。

质量、生产率和经济性构成了制定工艺过程所必须满足的技术和经济要求。

随着新技术、新工艺的发展(如毛坯的精化,特种工艺和超精工艺的发展,以及计算机技术的运用等),对产品质量和生产周期有很大的影响,因此随着生产技术的发展,工艺过程也要不断改进。

圆) 基本技术依据

零件加工的工艺过程,取决于零件的要求、毛坯的性质、产量的大小和现场的生产条件,因此在编制工艺过程时,必须掌握下列资料为基本技术依据。

(员) 零件图及技术条件包括零件的大小、形状及复杂程度;尺寸允许的偏差、表面质量与特殊的技术要求;有关材料的牌号、热处理、硬度、毛坯种类、检验等级以及特种检验等。

(圆) 毛坯图根据零件图的要求和机械加工的要求设计,注有毛坯的尺寸公差,标明加工面的余量以及验收条件。

(猿) 生产量 产品生产量的大小是影响生产类型的主要因素。工艺过程必须根据给定的生产量的大小来制定。水力机械产品与一般的机械产品的生产相同,其生产类型可分为猿种基本类型,即单件、成批与大量生产。

① 单件生产。产品产量小,每种 员件或几件,品种多而不再重复或不定期重复的生产,如新产品试制、工具制造、专用设备制造及机修等车间可按这种方式组织生产。从事单件生产的车间基本配置通用机床设备与工具,一般只需要编制工艺路线卡片来控制与组织工艺过程的进行。

② 成批生产。它的特点是产品分批地按一定时期交替地重复生产。批量的不同又分为大批量、中批量和小批量生产 猿种。航空产品多属于批量生产类型,一般采用通用设备及部分专用设备,并广泛使用专用刀具及夹具。

③ 大批量生产。它的特点是产品单一、产量大,大多数工作是重复进行某一工件的

某一工序的加工。故多采用高生产率的专用机床及专用工具。

生产类型不同,制定工艺过程的详细程度也不同。生产组织管理,车间布置,工艺装备,工艺方法(包括毛坯取得方法)及工人技术等级各方面的要求都有所不同。

(源)生产条件摆在为某一产品新设计的工厂或车间,可根据我国当前可行的先进工艺和设备,以及生产规模所能达到的最佳综合经济效益,来制定较为合理的工艺过程。在现有的工厂条件下,就必须从现有的机床设备出发,或加以一定的技术改造,充分利用现有的设备,并力求技术先进,来制定合理的工艺过程。为了更好的保证质量,提高生产率,改善劳动条件和降低生产成本,在制定工艺过程时,要不断的引进新技术。

远景 编制工艺规程的制订

工艺过程设计的主要内容是编制工艺路线与工艺规程。编制工艺路线是工艺过程的总体设计,而编制工艺规程是工艺路线的总体规划下进一步对工艺的详细设计。完整的加工工艺规程是由该零件加工工艺路线及每道工序的工艺规程卡所组成。它由车间工艺人员根据工艺规程的编制原则,力求技术先进,经济合理,在创造良好工作条件基础上通过试生产的实践考验而反复修改定下来的文件,是综合科学技术与实践经验的成果,是制造零件的主要依据,是保证产品质量稳定性和技术经济效益的重要技术措施。因此,正确合理的工艺规程对组织生产、保证质量、提高生产率、降低成本、改善劳动条件、提高经济效益及保护环境等方面都有重要意义,是每个工作人员必须严格遵守执行而不得违背的工艺纪律。

员) 编制工艺规程的步骤

①分析图纸。首先应熟悉图纸,了解产品性能、用途和工作条件,了解该零件在产品中位置、配合关系,所起的作用,及其结构特点。了解技术条件的要求,分清主要表面和次要表面,从中找出加工中关键性技术问题。主要表面指:工作表面(如叶片的叶身,齿轮的齿面)、定位配合表面(如轴颈)及连接承载表面。主要表面直接影响产品的质量及可靠性,因此要求精度高、表面粗糙度较小。此外,要对图纸进行工艺性审查。

②确定毛坯。毛坯的类型及质量对提高生产率和降低成本有着密切关系。零件材料性质及结构形状是确定毛坯类型的重要因素。对于结构形状很复杂的零件多采用铸造的方法。水力机械零件使用加工材料多、形状复杂,通过提高毛坯质量、精化毛坯来减少机械加工劳动量是很重要的途径。

③确定工序数目和顺序,选择定位基准,是制订工艺规程的关键步骤。其主要内容有:确定加工方法,安排加工的顺序;确定定位夹紧方法;安排热处理、检验及其他辅助工序的位置。

- ④确定各道工序所需设备、工夹量具等。
- ⑤确定主要工序的技术要求及检验方法。
- ⑥确定各工序的加工余量,计算工序尺寸。
- ⑦选择切削用量,确定工时定额。
- ⑧填写工艺文件。

圆) 工序安排原则

(员) 选择合理的加工方法 零件的精度要求、结构尺寸及材料的性质决定了零件表

面最后加工方法。如淬火钢通常用磨削方法加工淬火后的需加工表面,有色金属则以精车方法为精加工工序;表面精度及表面粗糙度要求用精车或磨削等精加工方法均可获得时,应按零件结构尺寸以及哪一种方法加工最方便、最易保证质量的稳定性及经济性来决定;车小的定位台阶孔,在车加工中就可用精车来完成。但对于有一定长度、精度高、表面粗糙度要求小的大孔,采用磨削更易保证质量。有些难加工的材料如耐热合金,采用磨削则生产率高而且容易保证加工的质量。

(圆)加工阶段的划分摇加工中,通常有粗加工、细加工或半精加工、精加工以及光加工等阶段。不同零件以及零件上不同的表面,可在不同的加工阶段中完成。粗糙的表面只需要一次加工。而精度高、粗糙度小的表面,零件刚性也差时,加工要分粗、细、精与光加工等几个阶段。划分加工阶段的原因是:

①通过各阶段逐步减少加工余量,减少加工应力与变形,同时不断切除并修正工件变形引起的误差。切除了表面缺陷层,使加工精度及表面质量逐步提高,最后达到稳定的精度与表面质量。

②可以合理地使用机床。粗加工可采用精度低而功率大的机床,切削量大、生产率高;精加工则用高精度的机床。合理使用机床,可以提高制造系统的经济效益。

③便于安排热处理工序。热处理工序安排在粗加工之后,可以在改善零件材料机械性能的同时,消除粗加工的变形和应力;热处理的表面氧化层与变形要用细加工切除。

④可及时发现加工中的缺陷。刚性好且表面加工要求不高的零件,也可不分阶段,在员~圆次加工中达到最后尺寸与要求。但在同一工序中也应遵循先粗后精的加工原则,防止粗加工造成表面划伤、零件变形,影响已经经过精加工表面的精度与表面质量。

对于表面粗糙度特别小的表面,如对于粗糙度小于圆 μ 皂,在精加工阶段后还要增加光加工工序,采用抛光、研磨、衍磨等方法降低表面粗糙度。

猿)工序的集中与分散

当选定了各表面的加工方法和确定了阶段划分以后,可以将同一阶段中表面的加工组合为若干工序;组合时有集中和分散圆种原则。

工序集中原则就是把工序中的工步集中在少数几台机床上,使每台机床尽可能完成更多的工步。这种安排的优点是可减少工序的数目,缩短工艺路线。因此,减少了设备的数量、生产工人和生产面积。工件安装次数减少,许多表面在一次定位中加工出来,相互的位置准确度高。但是,由于每个工序比较复杂,机床、工装的调整工作量增加,工人的技术水平与设备的精度要求比较高。此外,由于零件上表面种类的不均衡,如圆柱表面与平面的加工量有时差别很大,各工序(如车工和铣工工序之间)在节拍上难以一致,不易组织流水作业。所以,工序集中原则通常用在单件或成批生产方式的工序安排上。零件体积或质量庞大时,由于安装运输困难,工序安排也用集中原则。

工序分散原则通常用于组织大批或大量生产。每一工序只包含员个或少数几个工步。员台机床或设备上只完成一道工序。为保证生产的节拍,在流水生产线上应使各工序的工时大致相同。

目前,国内外都在发展多功能、高生产率的数控加工中心和其他能同时完成多种加工的自动化专业设备。在生产自动化基础上的工序集中是机械加工技术最新的发展方向之一。

源基准的概念及分类

基准就是确定生产对象上几何要素间的几何关系所依据的某些点、线、面。根据作用的不同,基准可分为设计基准和工艺基准两大类。

(员)设计基准摇设计基准是零件设计工作图上所采用的基准。这是设计人员从零件的工作条件、性能要求出发,适当考虑加工工艺性而选定的。一个零件图上可以有员个和多个设计基准。

(圆)工艺基准摇工艺基准是加工过程中所采用的基准。可分为工序基准、定位基准、测量基准和装配基准等。

①工序基准即工序图上用来确定本工序所加工的表面加工后的尺寸、形状和位置的基准。

②定位基准是在加工中用作定位的基准。

③测量基准是在测量时所采用的基准。

④装配基准是装配过程中用于确定零、部件间相互位置的基准。

缘定位基准的选择

在加工过程中,定位对加工质量有很大影响。正确地选择定位基准是设计工艺过程的一项重要内容。定位基准的准确与否,必然影响定位精度,从而影响被加工面的位置精度。定位基准分为精基准和粗基准。在起始工序中,只能选用未经加工过的毛坯表面作为定位基准,这种基准称为粗基准;用加工过的表面所作的定位基准称为精基准。

在设计工艺过程中,应当根据零件工作图先选择精基准,后选粗基准。对整个工艺过程要进行统一考虑,先行工序要为后续工序创造条件。

(员)精基准的选择

①基准重合原则。以设计基准为定位基准,避免基准不重合误差,调整法加工零件时,如果基准不重合将出现基准不重合误差。所谓调整法,是在预先调整好刀具与机床的相对位置,并在一批零件的加工过程中保持这种相对位置的加工方法。与之相对应的是试切法加工,即试切—测量—调整—再试切,循环反复直到零件达到尺寸要求为止。试切法适用于单件小批生产时的逐个零件加工。

②基准统一原则。选用统一的定位基准来加工工件上的各个加工表面,以避免基准的转换带来的误差,利于保证各表面的位置精度,简化工艺过程、夹具设计和制造,缩短生产准备周期。典型的基准统一原则适用于轴类零件、盘类零件和箱体类零件。轴的精基准为轴两端的中心孔,齿轮是典型的盘类零件,常以中心孔及一个端面为精加工基准,而箱体类常以一个平面及平面上的圆个定位用工艺孔为精基准。

③自为基准原则。当某些精加工表面要求加工余量小而均匀时,可选择该加工表面本身作为定位基准,以提高加工面本身的精度和表面质量。

④互为基准原则。能够提高重要表面间的相互位置精度,或使加工余量小而均匀。

⑤保证工件定位准确、夹紧安全可靠、操作方便、省力的原则。

(圆)粗基准的选择

①为保证某重要加工面余量均匀,而选择该表面作为粗基准。

②为保证工件上加工表面与不加工表面之间的相互位置和尺寸要求,而选择不加工表面作为粗基准。

- ③粗基准在同一方向只允许选择 员次。
- ④应保证定位准确、夹紧可靠、夹具简单、操作方便。

远热处理工序位置的安排

热处理的性质 ,特别是热处理工序在工艺路线中的位置 ,对机械加工工序的内容、数目和顺序有很大的影响。而热处理工序的数目及在工艺路线中位置的安排 ,需视热处理方法而定。因此 ,在制订工艺路线时需进行仔细的分析。

热处理的目的是 :

- ①为提高材料的机械性能。采用淬火、调质及化学处理等方法。
- ②改善材料的加工性能。为达到处理目的 ,所采用的方法根据材料的形状等视具体情况而定。一般钢质锻(铸)件以退火、正火等热处理方法使材料硬度降低、组织均匀 ,以利于切削加工。加工韧性较大的材料和可以用热处理强化的软质材料 ,则用热处理来提高硬度以改善加工性能 ,如铝合金常采用淬火 时时效后加工。
- ③消除内应力。一般有 两种情况 :一种是锻、铸毛坯制造后以退火、正火等方法消除其内应力 ,同时也达到改善加工性和提高以后热处理质量的目的 ;另一种是在机械加工中消除粗加工内应力 ,防止以后工件的变形 ,一般随工件淬火工序一同实现。对于粗加工前就已经进行满足材料性能的热处理的工件 ,粗加工后一般以低温回火或时效热处理等方法消除其内应力 ,回火及时效温度按照材料淬火工艺而定 ,不能超过淬火工艺过程中的回火或时效温度 ,避免降低工件的机械性能。

从以上 几个目的可以看出 ,为了改善材料的加工性能 ,热处理应在加工前进行 ;为了消除材料内应力、减小工件的加工变形及保证工件机械性能 ,热处理应在工件粗加工后进行。在进行满足工件材料机械性能的热处理后 ,如工件难以切削加工或局部要求化学热处理的工件 ,则热处理前工件内应力小 ,热处理后需要的加工面的余量要小。所以 ,这类热处理应在半精加工后进行 ,并要求热处理工艺过程中防止工件变形。因此 ,热处理的数目及各种不同要求的热处理方法在工艺路线中的合理位置安排 ,必须考虑各方面的因素 ,根据工件的具体情况综合分析安排 ,这是保证零件质量很重要的环节。

一般钢锻(铸)件退火处理后进行机械粗加工 ,粗加工后进行满足材料机械性能的淬火 时时效处理。有些重要的流体机械零件和材料要求热处理后有良好的综合机械性能。形状复杂、内部质量要求较高 ,如整体精密铸造叶轮等 ,在进行满足材料性能的淬火、时效热处理后才能切削加工。因此 ,在毛坯制造后就进行淬火、时效热处理 ,经检验内部质量及材料性能合格后才进行机械加工 ,粗加工后再进行消除加工内应力的时效热处理。铝、镁合金在淬火、时效热处理后具有更好的切削加工性 ,所以铝、镁合金的锻、铸毛坯都在毛坯制造后进行淬火、时效热处理 ,经检验内部质量及材料性能合格后进行机械加工。因为铝、镁合金在加工中容易变形 ,所以形状复杂的工件在粗加工后的加工过程中 ,以 员次或多次时效处理可逐步消除加工变形对工件的影响。

苑表面处理工序的安排

表面处理的目的是方法很多。为了提高零件的抗腐蚀能力、耐磨性、抗高温能力和导电率等 ,一般都采用表面处理的方法 ,如在零件的表面镀上一层金属镀层(如铬、镍、铜、锌、银、钼、金等) ,使零件表面形成一层非金属涂层(如油漆、陶瓷、滑石粉等)或氧化膜(如钢的发蓝、镁合金的氧化及铝合金的阳极化等)。表面处理工序一般安排在工艺过

程的最后阶段进行。

愿 辅助工序的安排

辅助工序种类很多,其中包括中间检验、成品检验、洗涤防锈、特种检验以及油封包装等。辅助工序及位置的安排要根据具体的情况而定。

(员)检验 检验工序一般安排在粗加工全部结束之后,精加工之前。主要是指送外车间加工的前后(特别是热处理前后)以及花费工时、工序和重要工序的前后。以便及时控制质量,避免浪费工时。

(圆)特种检验 射线、超声波探伤等多用于工件材料内部质量的检验,一般安排在工艺过程的开始。荧光检验、磁力探伤主要用于工件表面质量的检验,通常安排在精加工阶段。如果荧光检验用于检查毛坯的裂纹,则安排在加工前进行。音频、重量、平衡等特种检验都在最后工序进行。

(猿)清洗、涂防锈油 一般安排在最后工序。

远 水轮机制造工艺特点和工作程序

员 水轮机制造工艺特点

水轮机与一般的机械产品不同,它的型式、参数、容量、尺寸大小、质量、结构和机组台数等方面都是由电站所在河流的自然条件决定的,而电站的条件是千差万别的。因此机组通用性小,对大型机组更是如此。另一方面,各个电站的装机台数一般都较少。因此,水轮机制造厂的生产类型属于单件、小批量生产类型。

①水轮机生产的自动化程度低。正因为是单件、小批量生产,机床上加工的零件的形状经常变换,而且变换又没有一定的规律,很难实现自动化,自动化程度很低。但是,随着计算机技术的兴起和发展,数控机床如雨后春笋般地发展起来,单工序自动化已在许多水轮机制造厂得到了实现。

②机械加工劳动量大。水轮机制造由于是单件或小批量生产,铸件一般采用木模和手工造型,锻件一般采用自由锻。毛坯精度低,加工余量大,而且大部分零部件都必须经过机械加工才能得到设计所需要的形状和尺寸。因此,在水轮机制造中,机械加工劳动量最大,机械加工设备台数也最多。

③大型设备和通用设备多,专用设备较少。由于水轮机的大型零部件数量较多,所以必须配备大型和重型加工设备。而且由于单件、小批量生产的特性,零件设计的形状、尺寸经常变化,因此一般多选用通用加工设备。但是,水轮机生产与典型的单件小批量生产类型又不尽相同,尽管尺寸、重量变化很大,但基本结构差异较小,大部分同名零件的形状和加工方法、加工过程都十分雷同。为了提高生产效率和加工精度,许多制造厂都在积极研制专用加工设备,如导叶多工位专用加工机床、贯流机斜孔专用加工设备等。特别是在承接了批量较大的机组生产任务时,制造厂自制专用设备的情况就更多一些。当然,无论哪一个水轮机制造厂,一般通用设备还是占多数。

④自制专用工装和大型工装比较多。

⑤工艺成本高。

⑥生产周期长。

⑦大型部件互换性条件差。

⑧ 工艺规程的编制比较简单,对工人的技术素质要求较高。

圆) 水轮机工艺工作程序

水轮机的工艺工作程序和内容如图 透 8 所示,后面将分别对其中的典型零部件的加工工艺加以详述。

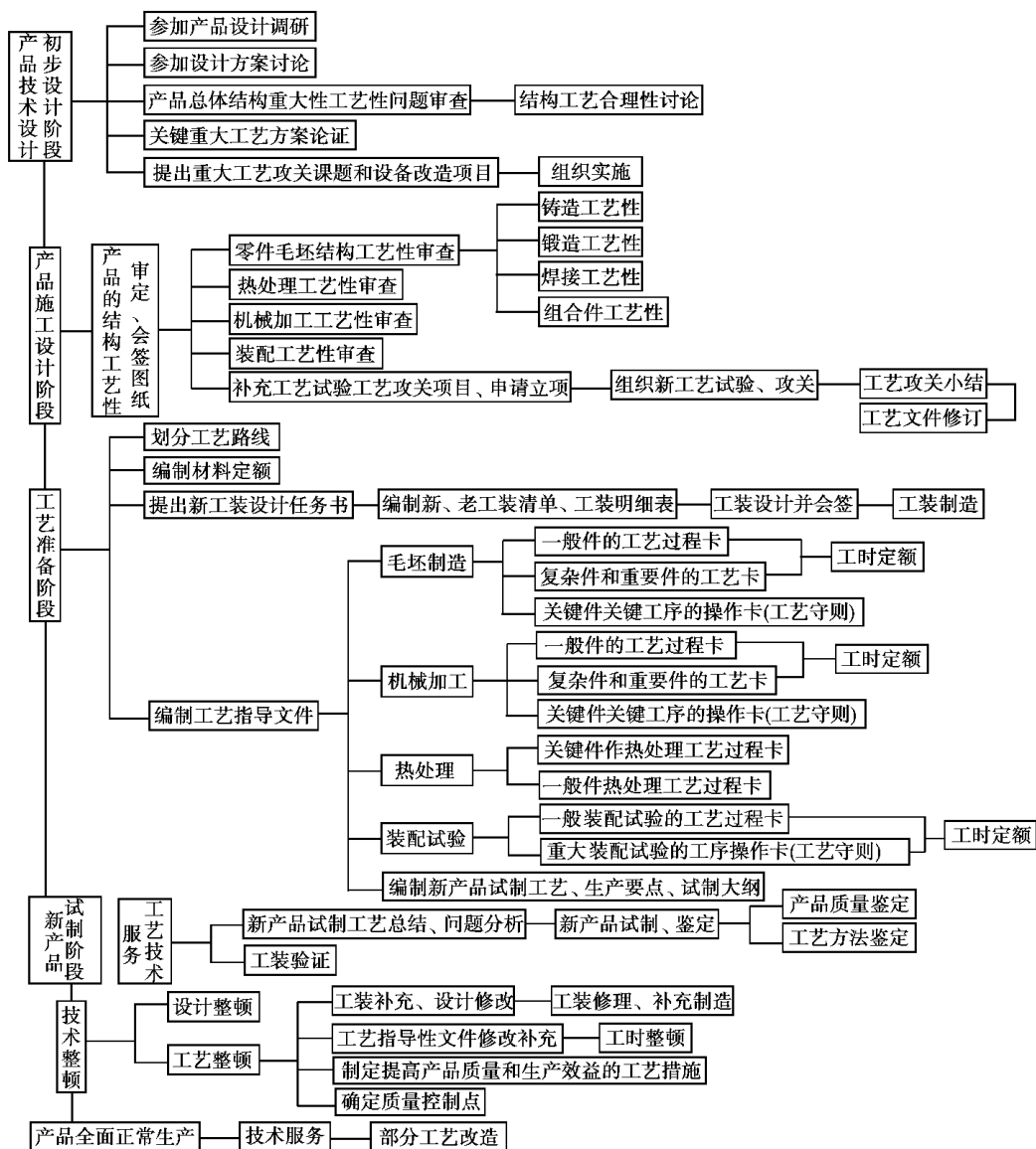


图 透 8 水轮机工艺工作过程和内容

透 9 大型环形零部件的加工工艺设计

水轮机中有很多的大型环形零部件,如水轮机座环、支柱式座环的上环、顶盖、底环、

转轮室、基础环等。这些零部件在结构上有一些共同的特点：

①内外圆直径都很大,径向宽度小,刚度相对较差,容易变形。特别是底环、转轮室、座环、上环等零部件,在整圆精车以后,经过别的工序和吊运、翻身或拆开、组合,在自由状态下往往不能恢复到原来精车的圆度和平度。

②对于大中型机组,这些部件直径都较大,都需要分成几瓣才能运输。

③在水轮机的整体布置中,这些大型环形件之间都依靠螺栓或销子进行连接,因此把合孔的数量很多。

④毛坯一般都是铸件和焊接件。由于设备和工装条件的限制,焊接结构比铸造结构有许多优点,焊接技术的发展使焊接结构逐年多起来,特别是大型环形件已几乎全部采用焊接结构。

⑤对分瓣的环形件,在各瓣组合成整圆时,连接螺栓必须均匀把紧,分半面贴合必须严密,不允许有大面积的间隙,局部间隙不得超过允许值,而且间隙深度不得大于测量方向宽度的 $\frac{1}{3}$,长度不得超过合缝面总长的 $\frac{1}{3}$ 。

⑥多数大型环形件都有圆个或圆个以上有平行度要求的相关平面,如底环、座环、转轮室等的上、下面,以及顶盖、支持盖的内外法兰面等。这些相关平面间的平行距离还往往有尺寸精度要求。

这些大型环形件都要在大立车、大镗床、大钻床等大型设备上加工。在水轮机制造厂中,大立车的工作量主要就是加工这些大型环形零件,它们也是大镗床的主要加工对象。因此,大立车和大镗床的性能、规格在很大程度上决定了制造厂的生产能力。


由于这些大型环形件的劳动量大、工艺难度大、问题多、生产周期长,这些零件的加工时间往往就决定了整个水轮机的生产周期。因此,改善这些零件的结构工艺性,提高这些零件的加工质量、加工效率和缩短周期是水轮机工艺工作者的重要课题。

在加工这些大型环形件的过程中,必须注意以下共同问题：


(员)全面划线检查摇毛坯进入加工车间后,首先要划线验证毛坯,将毛坯形状和尺寸问题暴露在加工前。在形状和加工余量处理合格后方可投入加工,因为如果在加工过程中发现某些尺寸没有加工余量,再进行补焊和纠形,不但影响车间的计划和周期,更主要影响零件的加工质量。

(圆)分瓣面的划线和加工

①应注意每个分瓣面法兰厚度。

②应注意分瓣面的圆周夹角。如分成 n 瓣的,每个分瓣面夹角为 $\frac{360^\circ}{n}$ 。在划线时,可以通过测量某圆线与两分瓣面交点之间的弦长来检查,如图  所示。

③分瓣面应与上、下平面垂直,以避免因分瓣面倾斜影响圆面的加工余量。为此,划线时工件应按不加工平面找平,先划出平面线,检查各平面加工余量,然后再划分瓣面加工线。另外,如果发现圆面与平面局部余量不够,应进行校借;若发现分瓣面余量不够或分瓣面加工后法兰厚度将要偏薄,则可在对接的两瓣之间相互校借。

④在镗床上镗铣分瓣面时,应以平面线为基准找平工件;同时,在按线找正待加工的分瓣面时,还应测量另一分瓣面至中心的距离 r ,以检查另一分瓣面的夹角和转向,以保证各瓣组成整圆后,平面和圆面余量都较均匀(见图 )。

⑤对平面上没有孔的零件,如底环、顶盖上的导叶轴孔等,还应考虑孔中心至分瓣面的距离,以避免中心偏移太大引起孔壁厚度的不均匀或扳手活动空间不够。

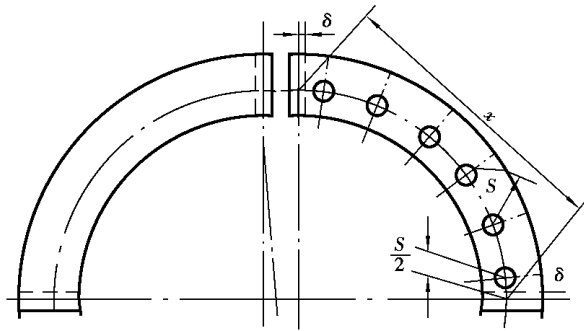


图 1 透平分瓣面划线检查

⑥为保证所有分瓣面在组合后都能严密贴合,并保证圆面和平面的加工余量,对于分瓣数超过圆瓣的工件,每瓣每次只加工一个分瓣面。待已加工的分瓣面与另一瓣组合后,再按上述原则重划并加工另一端的分瓣面。在组成半圆后,分瓣面必须在一次装夹中加工成圆瓣,以保证最后的分瓣面贴合严密。

⑦对铸造结构的大型环形件,由于把粗加工分开,因此第一次加工分瓣面时应留一定的加工余量,待全部加工部位都经过粗加工,并经时效处理缺陷后,再重新划线,精加工分瓣面。

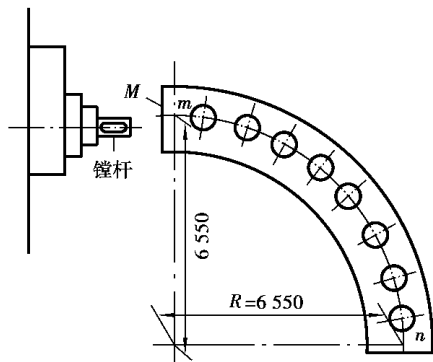


图 2 透平分瓣面的加工和检查

(猿)基准面的选择摇划线时,基准面应选非加工面,以保证各部位的壁厚和对称度。精加工时,对有平行度、垂直度、同轴度等位置精度要求的相关面,应尽量在一次装夹中加工完成。

(源)工件装夹摇由于这些环形件刚性差,装夹不当就会变形,从而降低加工精度。对于有径向尺寸和形状精度要求的环形件,夹紧方式应以压为主;对于平面间有尺寸和位置精度要求的环形件,应以径卡为主。

粗加工时,为了提高切削效率,夹紧力可大一些。但在精加工前,必须适当放松夹紧力,只要在切削时工件不会移动即可,尽量使工件在自由状态下进行精加工。

(缘)加工时有关加工次序的安排摇对有平行度、垂直度、同轴度等位置精度要求的相关面,加工次序对加工质量、加工效率都有很大影响。在一定条件下,应尽量安排在同一次装夹中完成精加工,以保证相互位置精度,如顶盖外法兰的下平面与内法兰的上平面应在一次安装中车出。对于不可能在同一次安装中进行精加工的相关面,要考虑以下因素来决定各相关面精加工的先后次序:

- ①主要的面和精度要求高的面应先加工,以保证这些面有足够的加工余量。
- ②有厚度要求的面应先加工,以保证其厚度尺寸。
- ③加工面积大的面应先加工,加工时达到设计要求时即止,尽量把大余量转到小面上加工,以减少工时,提高加工效率。
- ④应考虑后加工的面在加工时校调、装夹的方便。
- ⑤由于大型环形零件刚性差,应尽量考虑减少零件翻身次数。对于必须翻身的情

况,在能保证加工精度较高的面有充足加工余量的前提下,先加工精度低的面,翻身后再加工精度高的面,以减少或避免精度高的面变形。

(远)粗精加工适当分开对于铸造结构的大型环形件,应把粗精加工工序分开,这不但是为了处理铸造缺陷,而且也因为铸件的加工余量一般比较大且不均匀,粗加工后内应力大量释放,工件可能变形,不宜紧接着精加工。

(苑)避免工件过大变形在吊运、翻身和装夹时,要尽量避免工件产生过大的变形。由于工件刚性差,工序编排时要尽量减少翻身次数。

(愿)平面上把合孔的划线在大型环形件的平面上往往有数量很多的把合孔,在一个分布圆上可能就有数十甚至上百个。把合孔分布圆线的准确性很重要,划线时应将分布圆分成圆等份,再将圆等份分成源等份……采用如此将各小份平分的方法,确定各把合孔的中心位置。

(怨)大型环形件的加工在生产大型机组(特别是低水头的轴流式机组)时,上述环形件尺寸很大,如果制造厂没有相应的大卡盘立车或大型环形卡盘立车,往往不能采用常规的工艺方法加工。下面介绍几种超卡盘加工方法。

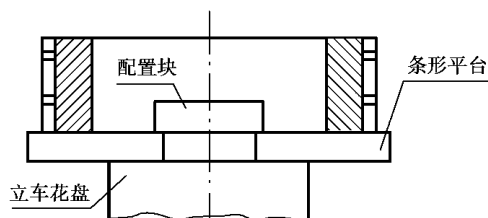


图 远 采用条形平台加大卡盘直径

①对于质量虽较大但内径超过卡盘不大或内径超过卡盘较大但质量较小的环形件,可以在卡盘上安装条形伸长平台,以加大卡盘直径,工件安装在条形平台上,采用通常的工件旋转方法车削平面和内外圆,如图 远 所示。采用这种方法需注意:

①条式平台必须有足够的刚度,条式平台数量也应足够多,否则将会影响工件平面

度和平行度。

②卡盘中心必须加配重,以减小卡盘变形,改善卡盘导轨面受力的均衡性。

③如果工件的环形曲面是在立车龙门后移的情况下仿形加工的,则必须修正仿形样板,否则加工出来的环形曲面将有较大的误差。

④如果立车刀架是可数控的,但龙门仍然后移,则加工环形件曲面的程序也要按龙门后移距离进行修正。

②对质量和内径超卡盘都很大的环形件,一般采用工件不动、刀子旋转的加工方法。该方法是指将工件安装在卡盘外围的固定式条形平台上固定不动,将辅助刀架安装在卡盘上,并加配重,刀具随卡盘旋转车削工件。曲面加工可通过在辅助刀架上安装机械靠模装置来实现。

③直径超过立车最大加工范围的个别环形件的加工。这种情况在制造厂也是可能出现的,如水轮机最大环形件座环或支柱式座环的上环。对于这种工件的平面可以通过分瓣安装在卡盘上加工,如图 远 和图 远 所示。

平面加工后,再以平面找正,划出分瓣面加工线。在镗床上加工分瓣面时,必须先用水准尺和水平仪找平工件的已精加工平面,并注意每个分瓣面的夹角,最后的 分瓣面应一起加工。

内外圆组合成整圆后再划线、气割、锈磨或在镗床上双向走刀加工。这样加工的圆面不能用来作止口定位。

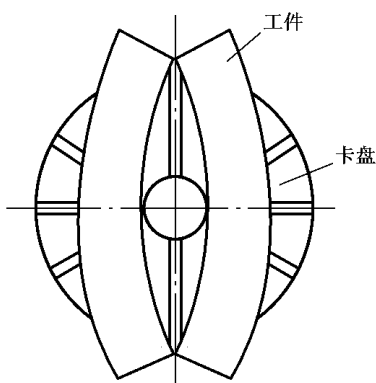


图 1 透平工件分两瓣加工

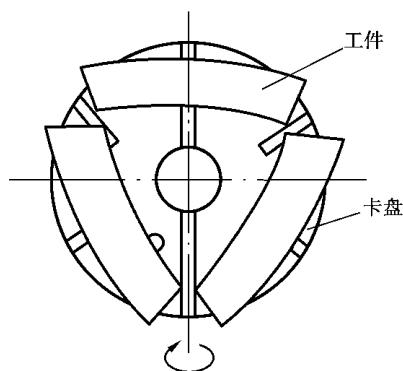


图 2 透平工件分三瓣加工

以上几种方法中,在可能的条件下,应尽量选用第一种方法。

(六)大型环形件的加工表面粗糙度问题。这些大型环形件的表面粗糙度等级都不太高,砂粒粗糙的居多,其次是砂粒粗糙,而砂粒光滑的面就很少了。但是要达到这样的等级仍然要做很大的努力,特别是对于底环、转轮室等过流曲面,粗糙度达到砂粒很困难,如果是用不锈钢之类难加工的材料制作,则困难更大。

影响大型零部件加工粗糙度的主要因素和降低粗糙度的措施有:

①这些工件的加工面积很大,走完一刀就需要数小时乃至更长的时间,换刀和接刀是不可避免的。因此,在结构设计上应尽量增加一些空刀槽,以减小加工面积。

②工件和工件系统刚性越差,表面粗糙度越不易达到。如加工转轮室的转轮室过流面时,转轮室装于花盘上的条形平台的刚性是影响过流面粗糙度的重要因素之一。因此,条式平台数量不能少,刚性要足够,工件安装稳定性要好,零件设计时高度不能太大,径向加强筋不能太少。

③设备因素。如立车刀架在走刀过程中的跳动、呆滞、爬行、仿形装置的灵敏度等,也是影响粗糙度的原因。

④加工表面的缺陷补焊。加工表面局部补焊后,补焊部位硬度特别高,在走刀时往往要产生让刀现象,影响粗糙度。因此,工件焊缝质量必须把好关,以减少补焊量。补焊后应先磨去表层硬皮再精车,对少数缺陷也可在精车后补焊,焊后再修磨。

⑤工件材料的加工性能。对于用不锈钢之类难加工材料制作的零部件和堆焊不锈钢的部位,粗糙度更难保证。因此,应尽量避免采用堆焊的结构。

⑥影响加工粗糙度的重要因素。主要有刀具系统的刚性,刀具切削部位的红硬性和几何角度。所以,加工时刀架和刀体都不能伸得太长,刀具材料、冷却方式、刀具的几何角度都应与加工材料和粗糙度要求相适应,这是大型环形件加工中的一个课题。

⑦在加工方法上也可采用一些相应措施。如在平面精车以后,再在刀架上装设砂轮磨头修磨,即可降低粗糙度,又可提高平面径向平直度。在过流面精车以后,也可在刀架上装设弹性磨头修磨过流面,以降低粗糙度。但这些措施都会增加加工工时,延长生产周期。对一些没有配合精度要求的过流曲面(如底环蝶形边曲面),可以在精车以后增加一道钳工修磨抛光工序。

远猿 埋入部件的加工工艺设计

水轮机埋入部件主要包括座环、蜗壳、尾水管里衬、机坑里衬、基础环接力器坑衬、地板栏杆等。下面就埋入部分几个主要的典型部件加工制造工艺进行简要地介绍。

远猿摇座环的加工工艺设计

座环是水轮机的基础部件,它承受整个机组的重量、蜗壳上方混凝土的重量、水轮机的水推力和蜗壳及座环的内部水压力。它是由上环、下环和固定导叶组合而成。根据结构大小有整体和分瓣结构,带蝶形边和无蝶形边结构。

员毛坯及材料

整铸分铸铁、铸钢结构:中小型通常带蜗壳,其材料铸铁多用 匀,铸钢多用 在等材料。

(员)铸焊结构摇通常上环、下环、固定导叶分别铸造,后焊接,材料多用 在或 在

(圆)全焊结构摇通常上环、下环、固定导叶分别焊接,后进行组焊,材料多用 圆号钢, 等材料。

圆工艺分析

(员)工艺基准 固定导叶开档中心线(即水轮机中心线)即是设计基准又是工艺基准,考虑顶盖与底环平面平行,即保证座环上塘口平面与下塘口平面的平行,最好采用一次装夹定位加工。

(圆)加工可行性 座环属圆环形零部件,外圆直径大,加工尺寸受工厂加工设备最大立车卡盘直径的限制。对于超立车卡盘直径的座环加工,可采用辅助调试平台固定,花盘上找正辅助刀具加工。

①对轴流式机组的座环,因过流量较大,导叶数少,形状高瘦,装夹时要防止变形,可采取辅助措施进行加固,同时控制切削量,减小切削抗力,提高加工精度。

②对整铸座环,加工余量大,可通过粗车释放应力,防止铸造缺陷。

③对大型带蝶形边的座环,一般蝶形边由热压成型,再进行铲磨加工或用仿型铣蝶形边,然后进行焊接。

猿工艺准备

(员)划分车间工艺路线摇材料准备—焊接车间—水轮机机加工车间—焊接车间(预装蜗壳)—水轮机机加工车间—总装车间(与导水机构预装)。

(圆)工艺流程设计(以分两瓣座环为例)摇下料—铆工装配—焊接—铲磨—补焊—固定导叶主要焊接部位焊缝探伤—防锈—划线检查(圆平面、开挡加工余量)—镗铣分合面—划分合面把合孔线—钻孔—把合分合面—搭焊(防止加工中分合面错位)—划立车加工圆线、平面—粗车—蜗壳预装—重划分合面加工线—精铣分合面—重新把合(轴向、径向)—装定位销点焊—重划立车加工线—精车—划 再坐标线、孔线—钻孔—清理毛刺—参与导水机构预装—拆开(分瓣)—表面刷防锈漆—装箱待发货。

透平水力机械典型零部件的制造工艺设计

水轮机尾水管有直锥形、弯管形、弯肘形等几种结构形式。现以弯肘形尾水管为例说明其加工工艺。弯肘形尾水管由直锥段、肘管段、水平段和法兰等组成。

(员)材料选择摇一般采用 Q235 的钢板下料,经模具模压成型,而后组焊而成,模具按尾水管水力单线图尺寸分截面制作。材料多用 Q235 或 Q235 —粤,云材料。

(圆)尾水管的加工工艺设计摇尾水管采用钢板卷制并组焊而成,其内、外壁不需要加工,只需进行焊接打磨、探伤即可。但它的法兰面焊接后需进行加工,由于尾水肘管的形状怪异不好装夹,刚性差,所以在加工上法兰时,一般在肘管和水平段上加焊搭焊块用角钢或槽钢架在立车花盘上固定,加工完成后吹掉搭焊块即可。

尾水管的制作一般要经过模具制作、下料、成型、法兰粗加工、组焊、法兰精加工、试压检查等工艺环节。

透平水力机械典型零部件的制造工艺设计

金属蜗壳有铸造和焊接两种结构。对大中型反击式水轮机,一般采用钢板焊接的金属蜗壳,如图 图 10-10 所示。焊接蜗壳的制作工艺一般要经过下料、成型、冷装、焊接、检验、试压等工艺环节,在制造厂只进行下料、成型、冷装(或预装),而焊接、检验、试压等工艺环节一般在安装工地进行。

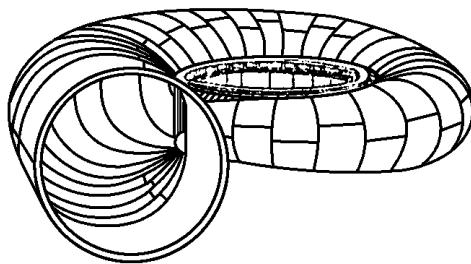


图 图 10-10 金属蜗壳立体图

(员)材料选择

对于中小型机组的蜗壳一般采用 Q235 或 Q235 锅炉钢,对大、中型机组的蜗壳则选用高强度的低碳合金钢,以减小钢板的厚度,便于成型。蜗壳各断面的受力不同,可采用不同厚度的钢板。

(圆)下料

- ①按照蜗壳水力设计的尺寸,将各锥形环节展开,数控切割下料。
- ②坡口由数控切割,或半自动气割完成,坡口经过打磨后粗糙度 $\text{Ra} \leq \text{Ra} \mu\text{m}$ 。
- ③在壳环一边划出成型母线,并在壳环另一面展开方向划出猴条中心线,复验所各划线后,再打上冲眼。
- ④补偿节在蜗壳焊接完后按实际测量尺寸下料。

(猿)成型

- ①卷板机滚压成型。
- ②油压机压制成型,这种成型方法应选择合适的模具。
- ③壳环成型时应保证成型母线对中,偏差应不大于 mm 。
- ④在壳环两端压制出蝶形边配合圆弧,并用样板检查。
- ⑤壳环型线检查。

各壳环截面检查样板应按所对应的蜗壳单线图尺寸制作,经检验合格后方可使用。椭圆截面采用全截面样板,圆截面样板不小于 mm 弧长。

遭样板与壳环之间间隙不大于员皂。

糙成型后的环壳样板检查的结果应记录于蜗壳成型检查记录表。

源预装

①制作蜗壳装配工装。

②固定蜗壳装配工装于装配平台上,根据图示尺寸定出蜗壳中心和轱再坐标线,划出壳环各节装配角度线,外端宽度线,半径线,用油漆标注清楚,打上样冲眼。

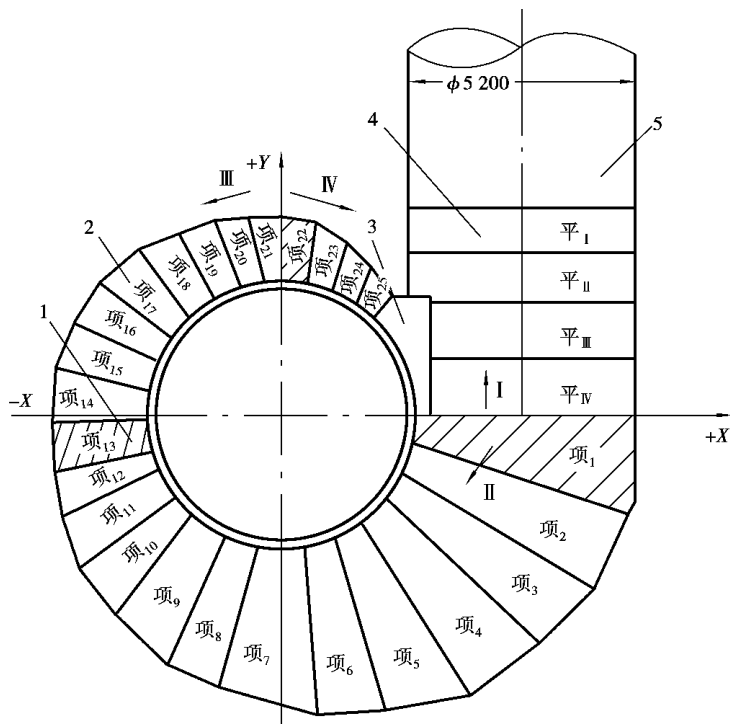


图 1 蜗壳挂装方向平面图

员—凑合节,圆—各环节,猿—尾部,源—水平段,缘—水平管

③吊座环于装配平台上,按轱再坐标线找中心,对准蜗壳中心,点焊固定座环与蜗壳装配工装。

④按挂装顺序挂装蜗壳各壳环,如图 1 所示。先挂装定位节项 员(垣载线轴线)和蜗壳的尾部定位节项 圆,对定位节项 员的检查要求大管口与垣载轴线偏差不大于圆皂,用线锤检查管口倾斜度偏差不大于圆皂,然后按几个工作面分别进行 I, II, III, IV 工作面及水平管的挂装。

源 导水机构的加工艺设计

导水机构包括顶盖、活动导叶、底环、控制环及导叶传动机构等。

透平顶盖的加工工艺设计

顶盖是导水机构导水叶的上支承,是一种箱形的环形结构,外圈有定位法兰,其上的导叶轴孔均布要求较高,结构设计时考虑到加工、运输等情况可设计为整体结构、分瓣结构、分瓣结构等,对含砂量大的电站,在导叶上端面顶盖上还铺焊有不锈钢抗磨板。

(员)材料选择摇小型机组常选用铸造结构,大中型机组常采用组焊结构,材料选用均匀,在制圆水轮机蜗壳等,另制蜗壳等。选用材料的可焊性要好,可加工性要好,但零件刚性差,加工时要注意防止变形。

(圆)工艺流程设计(以分瓣顶盖的加工为例)摇对毛坯(组焊件)零件划线检查—铣分瓣平面—划分瓣面孔—钻分瓣面孔(卧式镗床)—把合分瓣面—划径向、垂直定位分瓣销孔—在合缝面上直接打销孔—装定位销、点焊—重新找圆、找平、划线—粗车或半精车—装上止漏环(焊止漏环)—精车(卡外环)—划定位孔、导叶轴孔、螺孔线—钻铰轴孔、螺孔、定位孔后拆开—精镗导叶轴孔(与底环号孔同镗)—钳工攻丝—参加导水机构预装—表面处理—刷防锈漆。

透平圆柱式导水机构导叶的加工工艺设计

员)导叶结构

导叶由导叶体(或称为瓣体)、上轴和下轴部分组成。有整铸结构(猿部分铸成一体)、铸焊结构(瓣体和上下轴分别铸造,再焊成一体)、铸锻焊结构(瓣体铸造,轴锻造,而后焊成一体)、焊锻焊结构(瓣体焊接,轴锻造,而后焊成一体)等。导叶结构的最大特点是:导叶体几何形式不呈轴对称,偏重较大,导叶瓣体在呈水平和垂直圆个方向时所具有的刚性相差很大。这些特点造成了导叶加工的困难和加工工艺的特殊性。

圆)导叶的加工要求

为了保证导叶安全、平稳、灵活地转动,关闭导叶时,要求导叶上、下端面和立面漏水量小等方面的使用要求,导叶加工后应保证达到规定的质量。

导叶加工质量包括材质、加工精度和表面粗糙度猿个方面。

保证导叶材质的关键有圆个方面:

(员)结构工艺性摇整铸结构往往会中轴颈处产生比较多的缺陷,在半精车后难以处理干净,经常在精车后还要进行补焊。对于轴与瓣体在中轴颈处进行对接组焊的结构(见图透平圆),也可能在对接焊缝处产生缺陷。就材质要求而言,将导叶轴伸入导叶体内,将焊缝设在导叶体上的铸锻焊结构或锻焊结构是比较好的,如图透平猿所示。

(圆)合理编排毛坯制作工艺,保证毛坯质量摇导叶加工质量包括加工精度和表面质量,其中加工精度包括尺寸、形状、位置精度,如图透平源所示。

猿)导叶的加工方法

(员)尺寸精度摇目前基本上依靠试切法来保证。

(圆)叶型精度摇导叶瓣体平直度,主要依靠毛坯制作质量来保证。加工时,有的采用火焰进行纠正,有的采用压力纠正,有的采用机械加工或铲磨进行纠正,视具体情况而定。

检查的方法可以采取在导叶瓣体两端面固定叶型样板,调整两样板同位后再在瓣体两侧拉细线,细线与轴心线平行,测量细线至导叶瓣体表面的距离。当该距离比理论值大时,导叶体为凹,反之则为凸。根据具体检查结构,决定采取纠形的方法,如火焰校形、焊凹和刨凸,而后铲磨等。

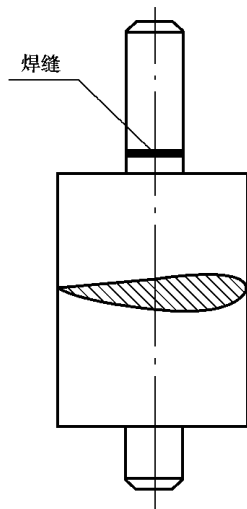


图 1 远视圆焊缝在中轴颈处

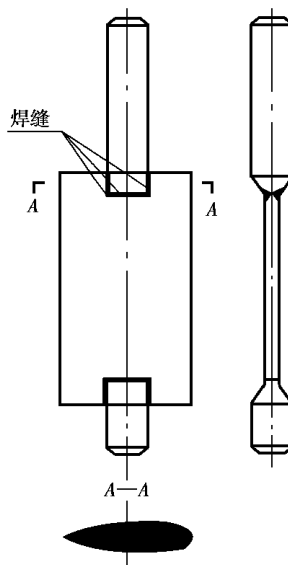


图 2 远视圆焊缝在导叶体内

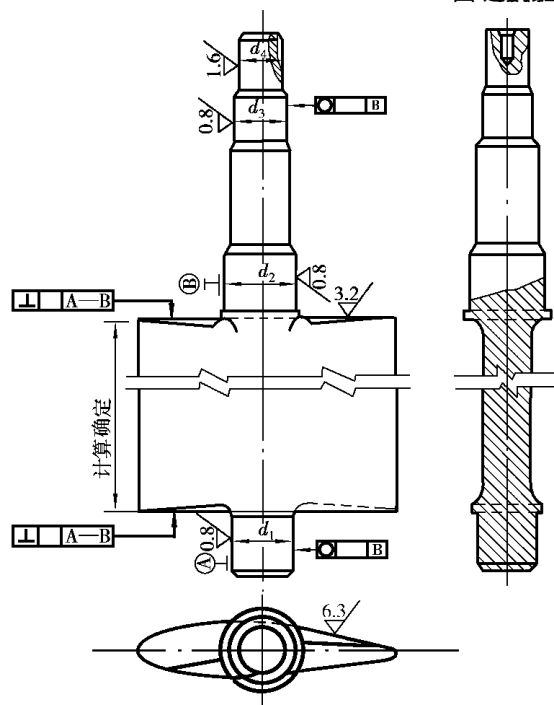


图 3 远视圆导叶加工图

导叶瓣体断面形状,依靠砂轮铲磨进行纠正,铲磨后用截面样板检查,并且应在平直度检查合格后进行。至于截面样板尺寸和瓣体各部位允许偏差都已在水轮机通流部件

技术条件(部颁标准)中做了规定。

(猿)导叶轴心线正确位置的保证措施摇导叶轴心线就是导叶瓣体的回转中心线,而瓣体回转中心线的位置是由设计计算确定的。在实际制作中,轴心线如偏移太大,就会影响导叶关闭时的密合质量和操作力矩。因此,导叶轴心线划线时,划线样板应以导叶瓣体端面形状为基准定位,如图 透源缘所示。

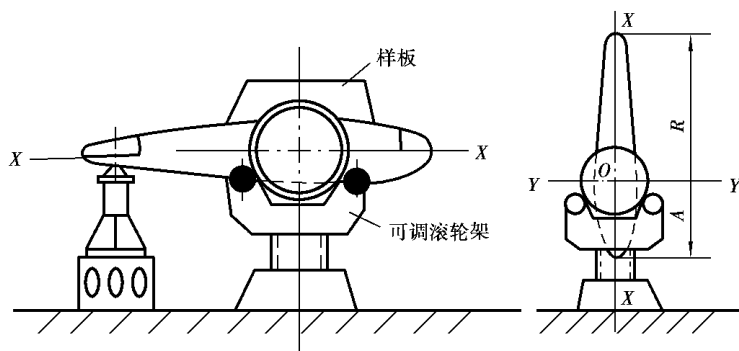


图 透源缘 摇导叶轴心线定位图

(源)导叶轴颈和瓣体端面加工方法摇导叶轴颈和瓣体端面的加工方法一般有圆种,即在车床上工件旋转的普通车削方法和工件不动刀子旋转并走刀的旋风切削方法,它们适用于不同的导叶。

①普通车削方法。由于导叶形状特殊,偏重大,导叶瓣体在呈水平和竖直圆个方向上的刚度相差悬殊,导叶体端面又是断续切削,因此采用这种方法加工时必须选用重型车床。

②旋风切削方法。导叶不动,刀子旋转并走刀的切削方法,即旋风切削。这种方法导叶用专用夹具装夹。由于工件不动,就不会产生离心力,也就不会因离心力使各轴颈不同心。用这种方法加工,各轴颈间的同轴度主要依靠旋风头的安装同轴度或工件找正精度。

另一方面,由于工件不动,也就不会因导叶瓣体各个方向刚性的不均匀造成轴颈椭圆度。因此这种方法加工的导叶,其圆度和同轴度都是比较好的。

这种方法按旋风头结构又可分为圆种情况:一种是采用简单结构的旋风头,旋风头不能作径向走刀,因此只能加工轴颈,瓣体端面仍只能在车床上加工,瓣体端面与轴颈的垂直度就较差;另一种是采用可径向走刀的旋风头,它可同时加工轴颈和瓣体端面,使其二者的垂直度较高。但是这种旋风头机构复杂,尺寸庞大,造价很高,一般制造厂在经费上难以承受。

从安装使用的旋风头个数分,也可分为圆种情况:一种是单旋风头,另一种是双旋风头,如图 透源远和图 透源苑所示。显然双旋风头的加工精度容易保证,而且加工效率也高。

需要说明的是,对于不同工件,采用旋风切削法需要特制设备和工装,工艺成本高。因此,除大型中、低水头机组导叶外,一般不用此法。

(缘)导叶头尾部密封立面的加工方法及精度保证措施摇导叶体密封立面通常在刨床上加工。为了保证密封面与轴心线平行,必须先划出密封面加工线和找正线,划线时划线样板应以已经精车的轴颈和瓣体端面定位,加工时导叶通过专用灾型垫保证导叶轴心

线水平,并与铣刨床工作台运动方向平行。然后,在同一次安装中精加工这圆个密封面,用这种方法一般都能保证头尾部密封面的位置精度。

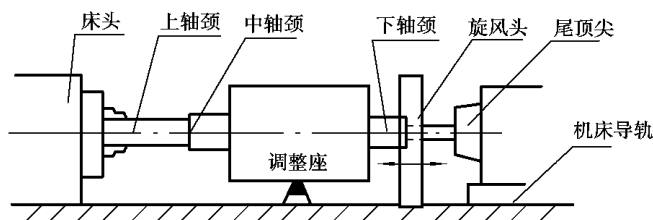


图 远 单旋风头

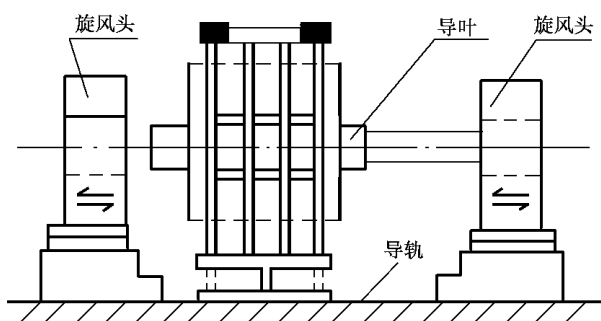


图 远 双旋风头

(远)导叶和导叶臂接合面上销孔的加工摇导叶和导叶臂接合面上的销子作用与键一样,用来传递导叶操作力矩。销孔加工前最重要的是要调整好导叶臂与导叶体的相互角度位置。由于实际操作时容易出错以致影响导叶开度与接力器行程的关系,所以该销孔加工时要用专用胎具装夹,如图 远 所示。销孔分布角度 α 通过控制高度 h 来实现。

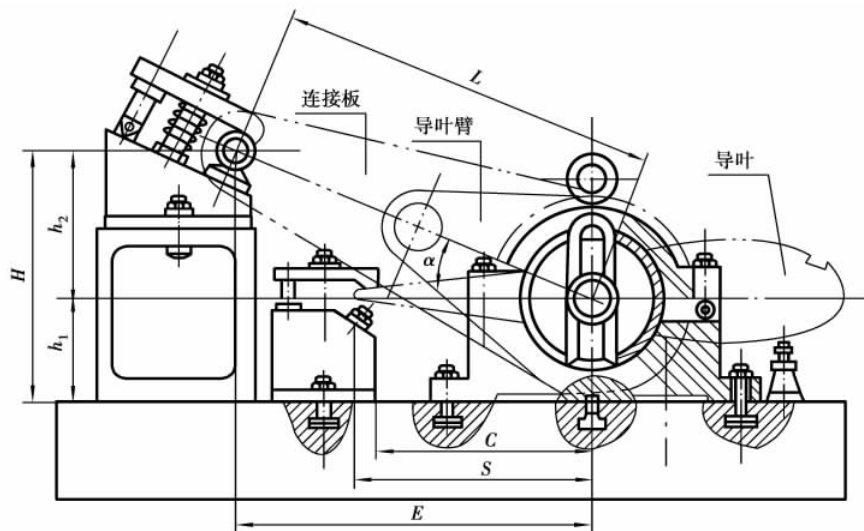


图 远 销孔加工装夹图

透平顶盖和底环导叶轴孔的加工工艺设计

导叶轴孔的加工是顶盖和底环加工过程中的一道重要工序,它在顶盖和底环的平面及圆面精车后进行。

顶盖和底环导叶轴孔的加工方法很多,可根据制造厂自己的设备条件和加工要求进行选择。

1) 划线、同镗

对于轴孔中心位置度要求不很高,而同轴度要求较高的情况,可采用此方法。这种方法又可分为两种:

(1) 在钻床上镗底环轴孔的工艺要点是:先划出顶盖上的导叶轴孔线,按孔线在镗床上先精镗出顶盖轴孔,然后将顶盖放在底环上,按孔线再线和工艺定位止口定位,使顶盖底环同心(工艺块在车工序前先焊好,工艺块上的定位止口在精车时一起配车好)。以平面找平后,再按顶盖轴孔找正镗或扩铰底环轴孔。为提高刀杆的稳定性,在顶盖轴孔中必须增设刀杆定位套。这种方法只适用于小型机组的加工。

(2) 在镗床上同镗轴孔的工艺要点是:将顶盖装压在大方箱上,也以孔线再线和工艺定位止口定位,使顶盖、底环同心,按顶盖平面找正工件,按划出顶盖上的孔线同镗顶盖底环轴孔,这种方法也只适用于小机组。

由于导水机构装配时导叶头尾部的密合面需进行配磨,装配后导叶和顶盖、底环的轴孔应一一注明对号标记。

2) 号孔、单镗

其工艺要点是:先划出顶盖轴孔加工线,在镗床上单镗顶盖轴孔,然后将顶盖平放在底环上,找正同心,用专用号孔工具按顶盖轴孔号划出底环轴孔线,再将底环拆成两半,在镗床上按平面找正工件,按孔线找正镗杆,单镗底环轴孔,如图 2-10 所示。

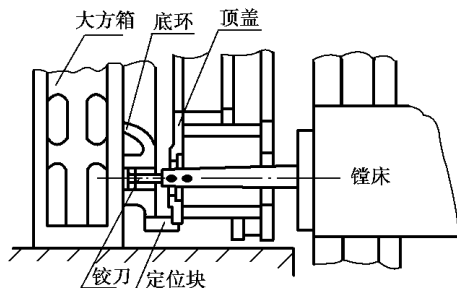


图 2-9 同镗轴孔装夹图

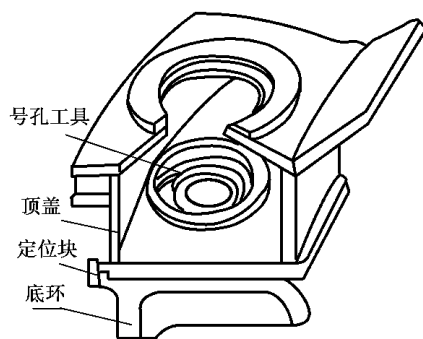


图 2-10 号孔图

这种方法镗孔的关键是号孔要准确,所号孔线要细而清晰,单镗底环前,按线找正精度要高。主要适用于轴孔中心位置精度和同轴度要求不太高的那些大、中型中低水头机组。

3) 用镗模单镗

这种方法就是自制一个镗孔模,镗模上孔的中心位置度按顶盖、底环轴孔中心位置

的设计要求加工。在镗模的圆个平行平面上,设有与顶盖、底环配合的止口。顶盖底环镗孔时,都按规定方向装上这个镗模,用这个镗模找正镗孔即可。这种方法的关键是镗模刚性要好。

因此,镗模坯料要用铸件,并应消除应力退火,粗加工后需作自然时效或人工时效处理方可精加工。保证镗模上各孔位置精度并不十分困难,因为镗模费用较高,大镗模制造较为困难,所以一般只适用于台数在圆台以上、尺寸较小的机组(阅_圆≤圆_{缘皂})。这种方法的最大优点是顶盖、底环可分别互换。

源在立车上同镗或分别单镗

其工艺要点是:

①先精车好顶盖。

②精车底环,并车出顶盖、底环工艺定位止口。

③吊装顶盖叠放在底环上,按载,再线和工艺止口定中心、压紧。

④用带镗头的立刀架或大型立式镗床同镗圆件轴孔,或者同镗出找正孔,再拆开两半后上镗床,并按找正孔分别打表找正、单镗。这种方法所镗的孔同轴度精度较高,主要用于大型机组,但立车立刀架必须带镗头附件或有大型立式镗床。

立车花盘应具有精密分度装置,如果没有,就必须自行设置简单精密分度装置。这方法的缺点是轴孔中心找正困难,找正时花盘转动速度应极低,如果没有极低转速,则只能靠手动盘车(花盘如没有极低转速,电动点车用作微动很困难)。

缘在顶盖上装轴孔定位环并按其找正同镗轴孔

其工艺与上述在立车上镗孔一样,也需要有带镗头的垂直刀架,只是按定位环找正镗孔中心。定位环事先装设于顶盖每个轴孔位置,由钳工调整好中心位置并固定。定位环有很高的中心位置度。如果操作困难或刀架刚性差,顶盖下轴孔和底环轴孔只镗出找正孔,拆开后再上镗床,并按找正孔打表找正,再进行单镗。这方法装设定位环主要是为了提高轴孔中心位置精度。

如果立车垂直刀架刚性不足,可只用上述方法先精镗顶盖轴孔,然后在顶盖轴孔中装刀杆定位套,加强刀杆稳定性,再镗底环轴孔找正孔。该方法还可做如下改变:先用装定位环的方法在立车或镗床上单镗出顶盖轴孔,再将顶盖底环平叠在一起,找平工件,装刀杆定位套,在大型横臂钻床上镗底环轴孔找正孔,再拆开单镗。

必须注意:顶盖轴孔、定位套和刀杆三者之间的配合精度必须很高,所用刀杆与镗头主轴之间应用万向接头连接。

远在花盘可精密分度的立车上单镗

该方法所用立车的花盘必须具有高精度的大型分度装置,垂直刀架应可附装镗头。

工艺要点:顶盖、底环中的任意一件在精车后即在平面上确定第一个孔的中心,用立刀架镗头镗孔,镗完第一个孔后刀架不动,由花盘精密分度装置控制第二个至最后一个孔的位置。依次精镗全部轴孔以后,刀架仍然不动,换另一件吊到花盘上找平、找正,就可用同法精镗全部轴孔。

由于精镗顶盖、底环时刀架在同一位置,刀架镗头旋转中心至工件中心距离一致,分度精度较高,所以单镗后的轴孔中心位置是一致的。这种方法适用于任何机组的顶盖底

环。如果连续加工数台机组的顶盖、底环,则顶盖底环还可分别实现互换。

㉑) 在立车镗床上同镗或单镗

工艺要点:将回转工作台吊放在立式镗床工作台上,找平。再将顶盖或底环吊放在回转工作台上,找平工件,找正工件与转台同心,即可镗孔(图 2-10)。轴孔中心位置可由划线确定。如果精度要求较高,可用分度定位套定位并同镗,或用具有高精度分度机构的回转工作台。如果回转工作台没有分度装置,则可设置分度工艺块或分度销。

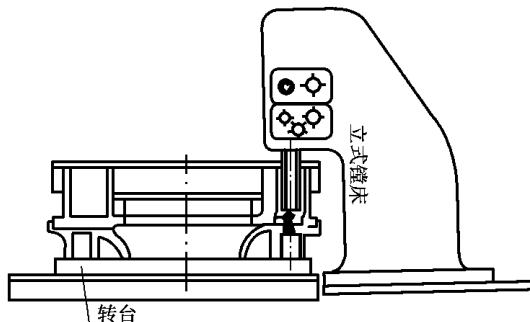


图 2-10 立式镗床上镗孔图

该方法所镗轴孔同轴度和中心位置都比较高,同镗或单镗均可。但必须具备立车镗床和尺寸相当的回转工作台,这种方法只适用于小机组。

㉒) 用大型两坐标或三坐标数控联动镗床精镗

该方法所镗孔的位置精度高,但它需要载坐标和再坐标数控联动的大型镗床,加工费用高。因此,一般只用于轴孔位置精度要求很高的机组。这种镗床可以是卧式的,也可以是立式的。摇摇

2.2 转动部件的加工工艺设计

转动部件有转轮、主轴、轴承、密封等。下面简要的介绍转轮、主轴和轴承的加工制造工艺。

2.2.1 混流式转轮的制造工艺设计

转轮是水轮机的心脏。它的制造质量优劣直接影响水轮机的出力、效率、运行稳定性以及使用寿命。因此,对转轮制造工艺的研究至今仍然是水轮机制造工艺中的重大课题。

㉑) 转轮的制造要求

转轮的制造要求主要包括材料要求、流道尺寸和形状精度、表面粗糙度,以及静平衡精度等。

转轮在水中工作,水能转变为机械能的任务由转轮来完成。为确保安全可靠运行,转轮的材质应是第一位的。

(㉒) 转轮的材质检查包括内部质量检查和表面质量检查,化学成分和机械性能检查。转轮在投入机械加工前首先应复查化学成分和机械性能,加工到一定程度后应进行无损探伤检查(内部超声波探伤,表面磁粉或者着色探伤),任何部位都不允许有裂纹,对包砂、疏松、夹渣、气孔等铸造缺陷及焊缝的各种焊接缺陷都应控制在设计允许的范围,因此缺陷处理的工作量和检查工作量都是比较大的。

(圆)转轮流道的尺寸和形状精度
 摇叶片正背面形状和尺寸、叶片头部形状和尺寸、叶片尾部形状和尺寸、叶片正背面波浪度、叶片厚度、上冠过流面形状和尺寸、下环过流面形状和尺寸、叶片进口角、叶片出口角、叶片进口节距、相邻叶片开口。转轮的主要水力尺寸,如图 远 圆 所示。

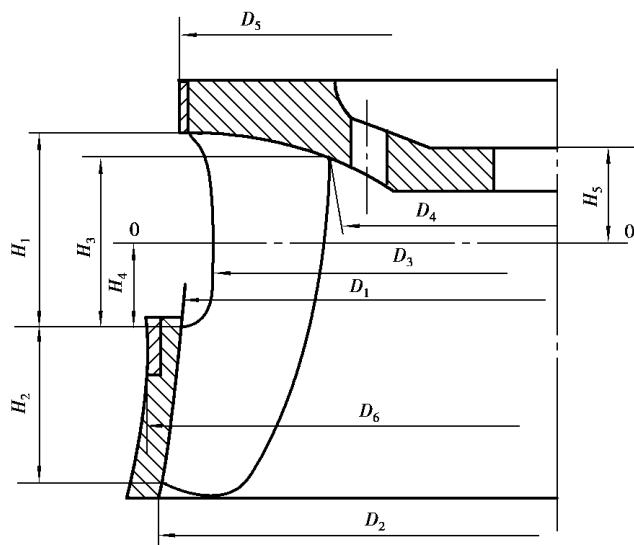


图 远 圆 转轮水力尺寸图

以上各项要求,在已经颁布的《水轮机通流部件标准》中有明确的规定。

(圆)转轮结构的工艺性分析

转轮的结构设计受运输条件和工艺条件限制。其中,工艺条件限制包括铸造、起吊、机械加工等方面的条件限制。

(员)从运输方面考虑摇水轮机转轮在火车皮上装箱尺寸如果超过铁路运输界限,而公路运输条件又不能满足,就不能采用整体结构,而只能采用装配组合式的结构。装配组合式的结构有多种多样,要根据具体情况决定,图 远 圆 和图 远 圆 是其中圆例。

图 远 圆 为“摘帽”组合结构转轮。将上冠分切面线以上部分分开制造、运输,到工地后再与转轮本体组装成一体。

图 远 圆 为分半结构。当“摘帽”仍不能解决运输问题时,可采用此种结构。将转轮分成两半制造,到工地后上冠用螺栓和销子组装,下环有的也用螺栓销连接,有的采用焊缝组合(焊缝局部退火)。分半结构又可分为等半分结构和分成大、小半的结构。

(圆)从铸造、加工条件和制造质量上考虑摇一般可分为整铸结构和铸焊结构圆种。

整铸结构即上冠、叶片和下环整体铸造,现在已很少采用。

铸焊结构有多种类型,图 远 圆 ~ 图 远 圆 为其中缘例。这些类型都是制造厂按当时

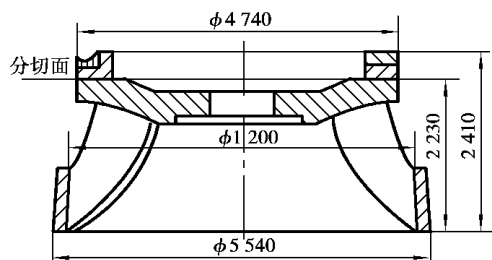


图 远 圆 摇“摘帽”组合结构转轮

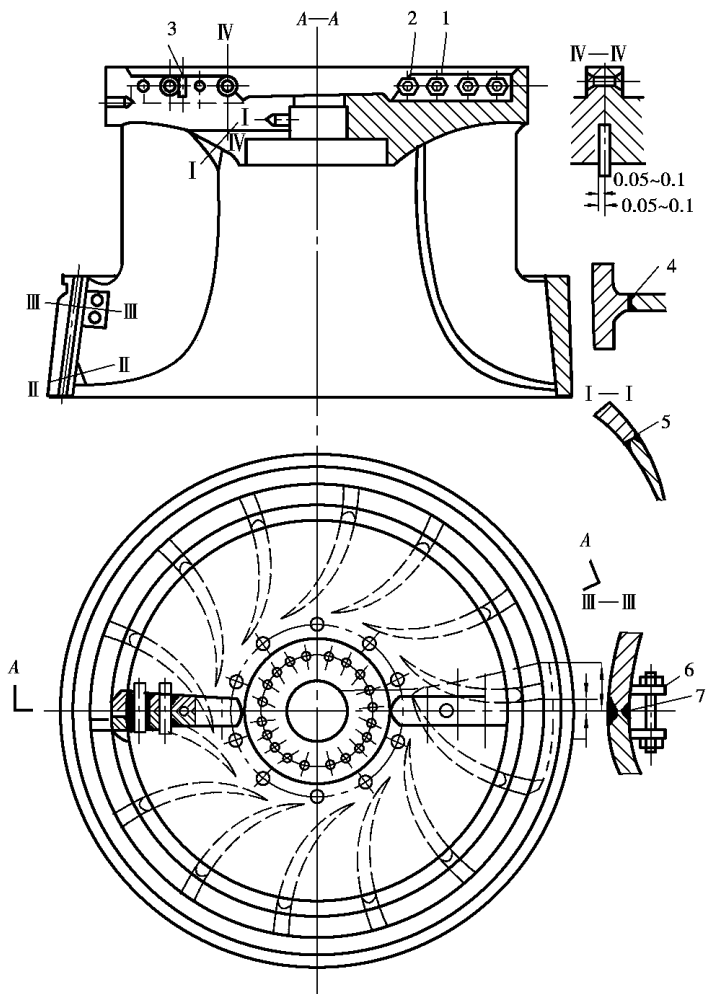


图 透平半结构转轮

员—把合螺钉 圆—把合定位螺钉 猿—定位销 源—下部分割面；

缘—上部分割面 远—临时组合法兰 苑—下环分半面

的生产条件和制造水平确定的,其共同的特点是将转轮分成几部分单独铸造,再组焊成整体。

图 透平的结构是转轮上冠连同叶片上段整铸,下环和叶片下段整铸,分别加工后组焊成整体(下环也可采用钢板成型后焊接)。

图 透平的结构是上冠、下环和叶片分别铸造,加工后组焊成整体,但上冠和下环分别带一凸台(叶片的一小段)。

图 透平的结构是上冠、下环和叶片分别铸造,加工后组焊成整体,上冠和下环不带凸台。

图 透平的结构与图 透平基本一致,只是叶片选用不同材料分成上、下圆段,加工或

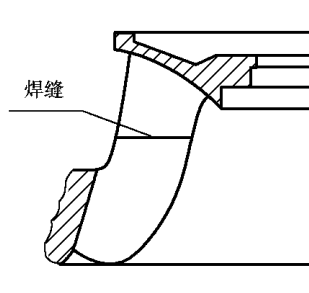


图 1-10 转轮分两部分铸焊

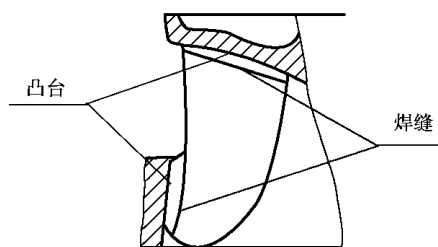


图 1-11 上冠和下环分别带一凸台

铲磨成型后先组焊成整体叶片,再与上冠、下环组焊。

图 1-12 的结构是将转轮分成内、外圆瓣,经加工后组装组焊。

从结构工艺上分析,图 1-10 和图 1-11 的结构对大型转轮特别适用。

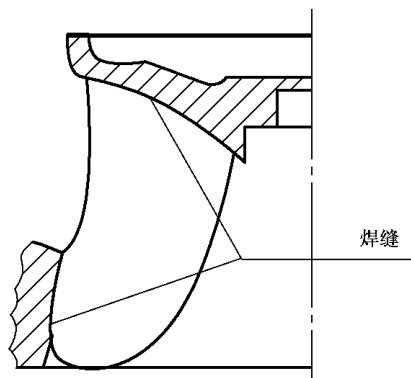


图 1-12 上冠、下环和叶片分别铸造

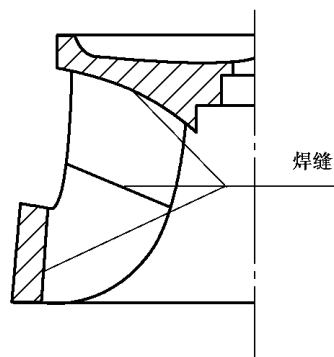


图 1-13 叶片分两段

叶片毛坯的制造和型面的加工、检查

叶片的制造方法按毛坯制造和型面的加工、检查方式不同,一般有以下 3 种:

(1) 精炼铸造铲磨修正型面,叶型用样板检查。具体程序一般如下:

① 精磨叶片正面和背面,充分暴露各铸造缺陷,并予以处理。正面用立体样板检查应符合行业标准的要求。在正面型线合格后,背面型线可用单截面样板与立体样板配合检查或通过测量叶片厚度来控制。

② 以叶型为基准,考虑立体样板最下一个截面至出水边的距离,如图 1-14 所示,用立体样板划出出水边切割线。

③ 切割出水边余量和背面加厚部位余量。出水边余量也可利用专用胎具,在镗床上镗铣。

④ 抛光叶片正背面,粗糙度达到 $Ra \leq 0.4 \mu m$,精磨进出水边并用样板检查。

⑤ 全面探伤检查。

⑥ 处理探伤发现的缺陷,并打磨处理。

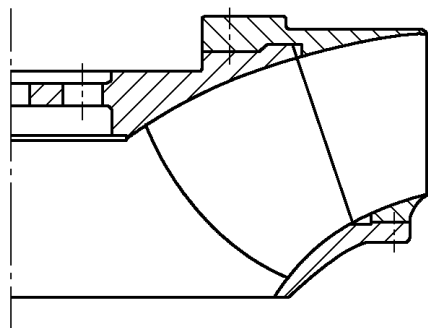


图 2-13 转轮分内、外两瓣结构

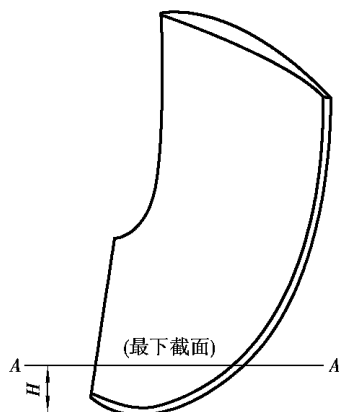


图 2-14 划出水边切割线

用这种工艺制造的毛坯,不留精加工切削余量,叶型通过铲磨修正,正面或背面(一般是正面)用立体样板检查,另一面可用单截面样板与立体样板对照组合检查(适用于小型叶片),也可通过测厚来检查型面(适用于大中型叶片)。该方法成本低,不需要大型特殊的设备,但叶型精度比后圆种方法低,材质不易控制,铸造缺陷不可避免,补焊工作量大,铲磨劳动量大,作业环境差。为了提高型面精度,现在一些制造厂正在作改进铲磨工艺和型面检查方法的研究,但目前尚未成熟。

(圆)热压成型摇压模用数控机床加工成型,叶片加热模压,最后精磨修光。

这种方法还可细分成圆种:一种是二次模压成型,它主要适用于高水头的小型机组。其毛坯制造可用等厚钢板,其工艺程序,如流程图 2-15 所示;另一种是一副压模,二次模压成型,其工艺程序,如图 2-16 所示。毛坯是采用电渣重熔方法制造,即先浇铸成近似展开叶片的坯料,然后将坯料再放到金属模中用电渣重熔工艺重新熔炼,再经加工后模压成型,该方法可只用一副压模,二次模压就可成型。

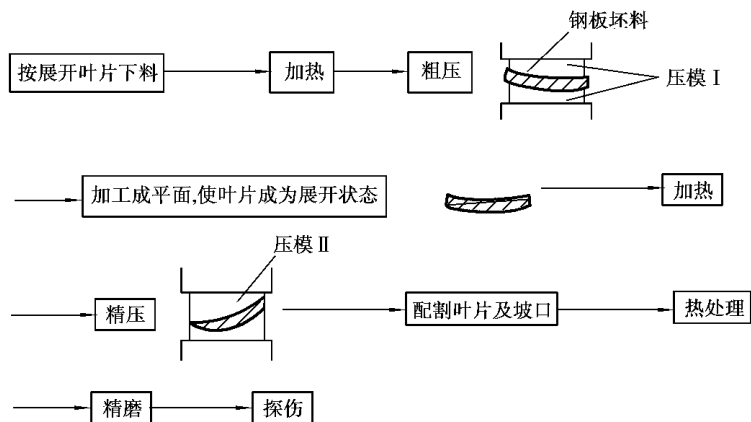


图 2-15 叶片二次模压工艺流程

用钢板作坯料,两副压模二次模压的工艺,由于钢板的利用率很低(约 20%),所以一般只用于小型叶片。

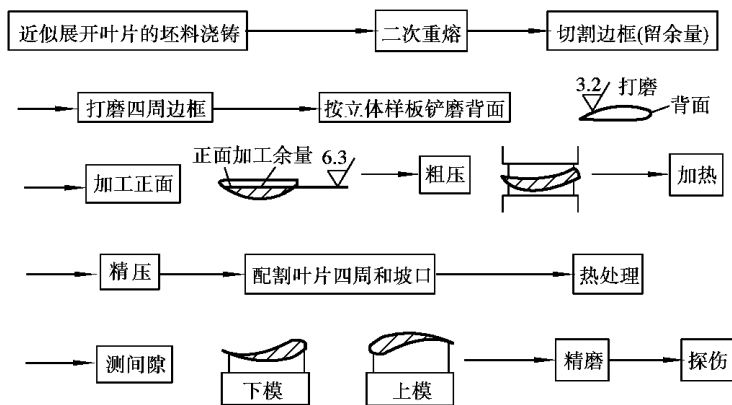


图 远猿圆 电渣重熔板坯、一副压模二次模压成型工艺流程

(猿)用数控设备加工成型采用这种工艺加工的叶片毛坯由铸造成型,过流面留加工余量,加工设备一般应是五坐标数控联动。加工时叶片专用胎具装夹,叶片四周所有表面都通过数控加工成型。

叶片数控加工成型加工精度高,质量好,已为国内外许多制造厂家所采用。

源)转轮的组装和焊接

(员)转轮的组装和焊接质量的主要检查项目摇叶片分布位置节距、相邻叶片间的开口、叶片进口安放角、转轮通流部位主要尺寸偏差、转轮自身不平衡重大小、焊缝的焊接质量等。

(圆)组装工艺过程摇对中低水头的转轮,工艺过程可参考如下:

- ①上冠、下环定位,如图 远猿猿所示。
- ②第一张叶片的划线、切割和试装。

葬)在上冠、下环的叶片进出水边定位刻线上确定第一张叶片的定位点,即点粤、月、悦、阅,并以此为起点按叶片数进行分度,划出分度线。

遭)利用叶片立体样板在第一个叶片上划出与上冠、下环对接时的相贯线的余量切割线,如图 远猿源所示。

精)按相贯线的余量切割线切割余量,同时割出焊接坡口,并加以修磨。

遣)试装第一张叶片,检查定位点粤、月、悦、阅和相贯部位吻合的情况,间隙大小及均匀性,最后,将叶片与上冠、下环搭焊牢固,如图 远猿缘所示。

藻)按第一张修配好的叶片制作相贯线划线样板。

森)用相贯性划线样板划出其余叶片二端相贯线。

为了叶片两端相贯线划得准确,也可采用一些专用工装。图 远猿远即为其中一种。

③装配其余叶片。在装配过程中要检查每相邻叶片间的开口,其偏差不允许累计。叶片与上冠下环对接面间隙,一般不超过猿皂。

相邻叶片装配搭焊后,应进行装配工序的装配质量检查,合格后方可实施焊接。

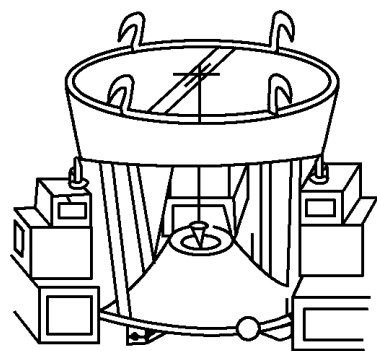


图 透平摇上冠、下环定位图

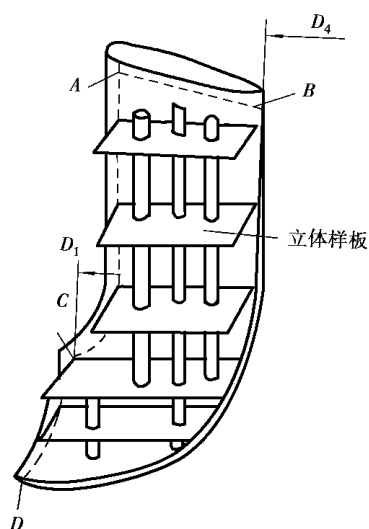


图 透平利用叶片立体样板划余量切割线

摇摇

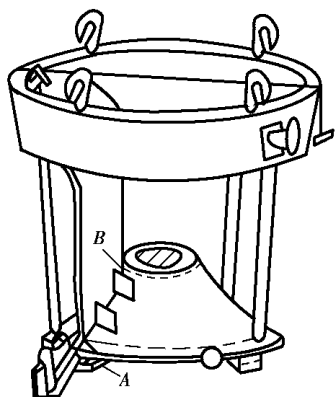


图 透平叶片搭焊图

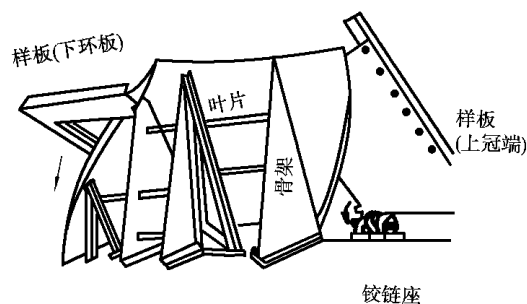


图 透平专用工装图

摇摇对于高水头混流式叶轮,叶片高度小,流道窄而长,焊接和铲磨操作不方便,故叶片装配方法与中低水头转轮略有不同,其程序为:

粗将上冠放在平台上,整体调整水平。

调在上冠中心安装专用工具,调整专用工具水平并与上冠同心。

精根据转轮木模图计算出转轮进、出水边与上冠两节圆线的交点,按图纸尺寸在上冠上划出叶片布置等分点。

选按不平衡重量最小的原则选配叶片装配位置。

调试装第一个叶片,按叶片进、出水边与上冠的交点,用专用工具与叶片某一截面线的交点定位,调平截面线。

装用旋转中心架定出叶片进、出水边与上冠的交点,并在这两点挂铅垂线,准确地确定叶片空间位置,然后搭焊固定。

按上述方法在第一个叶片的对称位置装配第二个叶片,并依此原则装配其他叶片。

检查开口、节距及其他尺寸,全部合格后方可搭焊。

吊装叶片定位环并搭焊,如图 所示。

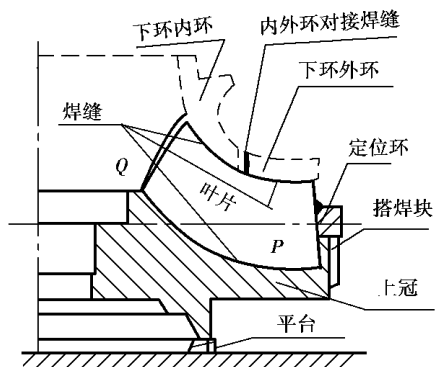


图 吊装叶片定位搭焊

磨的高水头转轮,需要在转轮结构上重新考虑其他办法。

(猿) 焊接

① 焊接方法。转轮的焊接方法主要有:电渣焊,气体保护焊和手工电弧焊等,这些方法各有优、缺点,应根据制造厂实际生产情况和工艺条件进行选择。通常采用手工电弧焊或气体保护半自动焊。电渣焊效率高、周期短、质量易保证,特别适于同种材料组焊的大型转轮,但需要有一个变位机或翻转机,如图 所示。

② 焊接材料。根据设计要求和母材成分来选取。对 制作的同种钢材料的转轮焊接,一般可选用 焊条;对于上冠、下环为 制作,叶片为不锈钢 的转轮焊接,可选用与叶片相同的不锈钢焊条。

③ 预热。大型转轮焊接一般都需要考虑预热后焊接,以消除过大的焊接应力,避免产生裂纹。

④ 施焊顺序。以手工电弧焊焊接中低水头的大型转轮为例,如图 所示,其工艺

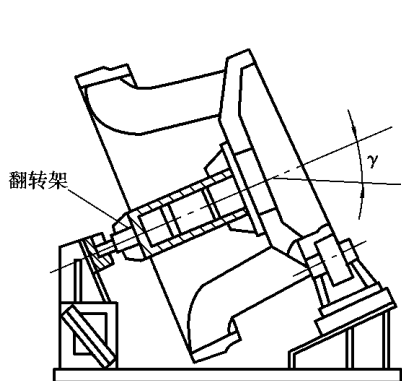


图 焊接翻转机

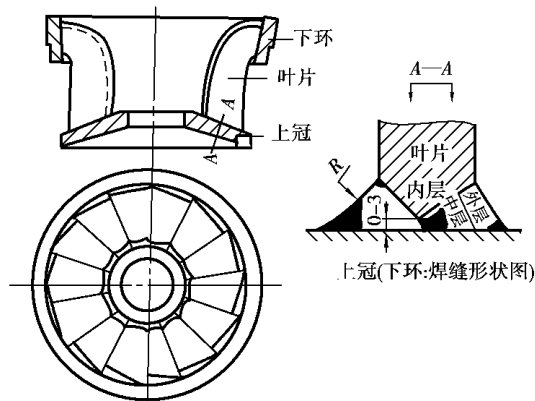


图 转轮的焊接

满焊叶片与上冠的焊缝,后退火。

产磨焊缝并探伤。

立上车仿形或数控加工叶片与上冠的结合面。

吊装下环或外环。此时应保证下环与上冠同心,搭焊后满焊该圈下环叶片的焊缝,后退火。

产磨焊缝并探伤。

吊装另一圈下环,满焊、退火。

产磨焊缝并探伤。

对于流道过长,开口高度很小,无法焊接、铲

流程为:焊上冠端焊缝底层—焊下环端背面焊缝底层—焊上冠端焊缝中层—焊下环端正面焊缝底、中层—焊下环端背面焊缝 砸完—焊上冠端焊缝 砸完—焊下环端正面焊缝 砸完—焊下环叶片进水边包角完。整个施焊过程中必须十分强调对称焊,并严格执行焊接工艺。

⑤热处理。焊后热处理的目的是,主要是为了消除焊接残余应力。焊后热处理工艺,取决于焊接方法及材质,主要有:退火、正火与回火。

⑥焊缝质量的检查。转轮的焊缝质量要求很严,特强调必须将上冠与叶片靠泄水边近处那段(即应力最高处)的焊缝切实焊好。由于转轮的焊缝质量受很多因素制约,因此,必须通过各项行之有效的检查方法来进行鉴定。

表面探伤。有磁粉探伤或液体着色渗透检查。

内部探伤。有 γ 射线及超声波探伤。

缘转轮的加工

以分瓣结构的转轮为例,介绍其主要的工序和流程。

①修磨、焊补叶片与上冠下环的交接焊缝。

②全面划线、检查各部位的机械加工余量。

将每瓣转轮如图 2-10 倒放,以图示 A、B、C 三点互校作基准找平,以已经磨好的进水边为基准,以图示 A、B、C 点校对定中心点 O。

以 O 点为圆心,划圆线,检查各圆面、平面的加工余量。

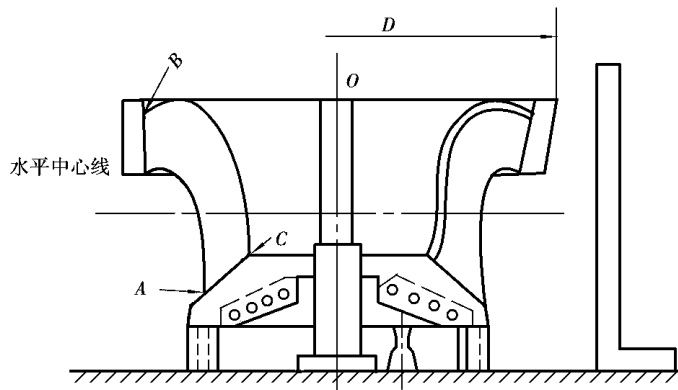


图 2-10 透平转轮找正图

以 O 点为圆心,划合缝面加工线和把合孔线。

划水平中心线,以此为基准划其余平面加工线。

③割去妨碍合缝面加工的部分叶片,做好标记,保管好。

④在镗床上镗铣合缝面,扩钻把合孔。

⑤组合成整圆,组合后在下环内侧合缝面处焊搭焊块,将两瓣下环牢固地搭焊在一起。

⑥划合缝面定位销孔线。

⑦钻铰上冠合缝面定位销孔,并装入定位销子。

⑧划出转轮粗车线。

⑨粗车转轮加工面。先以所划平线找平,圆线找正车下环(见图 2-11),然后工件翻

身,以下环圆面平面找平,粗车上冠(见图 远翔圆)。

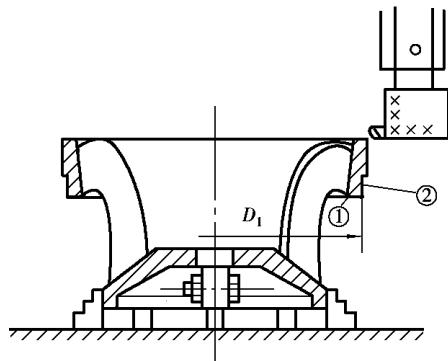


图 远翔圆 粗车下环

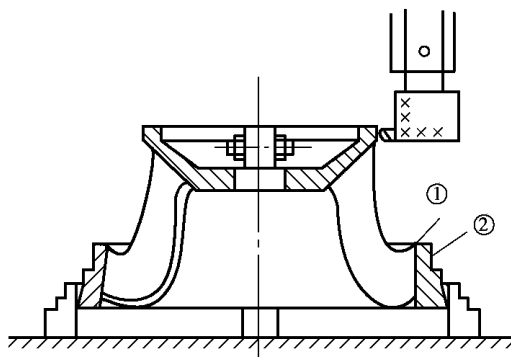


图 远翔圆 粗车上冠

⑩ 缺陷处理。

⑪ 划出联轴孔或键槽的粗加工线。

⑫ 粗加工联轴孔或联轴键槽,每面都应留精加工余量。如果法兰上平面在把合孔直径宽度上没有空刀环带,则联轴孔不必进行粗车加工。

⑬ 精车。

首先加工下环端(见图 远翔圆)。为保证同心度,一般在套止漏环处平面①和外圆②留圆~ 猿皂皂余量,以便同上冠相应部位一起加工。

遭工件翻身(见图 远翔圆)按图中①和②找平找圆,精车各平面、圆面至设计要求。

⑭ 精划出联轴螺孔和其他各孔孔线以及划出叶片进水边修割线。

⑮ 在镗床上镗轴孔。装夹方式如图 远翔圆所示。

⑯ 热套止漏环。止漏环加热膨胀套到转轮上后根据设计要求予以焊接。

⑰ 精加工把合主轴的螺栓销孔。应用数控机床或用同一个镗模找正加工该螺栓销孔。也可采用转轮主轴组装后同铰的方法,如图 远翔圆所示。

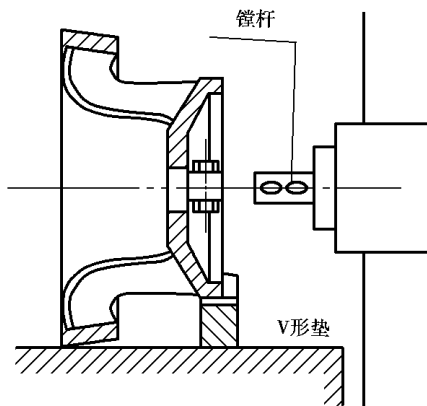


图 远翔圆 镗轴孔装夹图

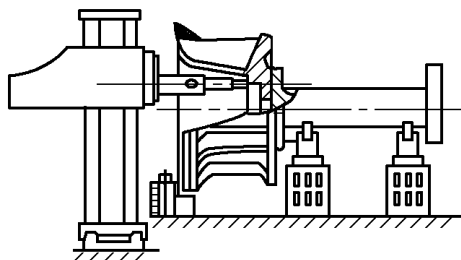


图 远翔圆 同铰螺栓轴孔

⑱ 在立车上精车止漏环。工件与图 远翔圆同样装夹。上、下止漏环外圆应在一次装

夹中完成,以保证同心。对于大型转轮,考虑到转轮在工地组合装配有可能错牙,组焊后有可能变形,所以止漏环外圆在厂内精车后一般还应留少许余量,在工地组装焊接后再用专用磨圆机精磨至设计最终尺寸。

⑲装引水钢板,引水钢板合缝面应与转轮合缝面错开一个角度,并打上定位标记。

⑳平衡试验。

㉑割去下环内侧搭焊焊块,将转轮拆开成两半,并修磨搭焊处。

㉒划出下环焊接坡口加工线。

㉓在镗床上按要求铣出坡口。

㉔全面清理并刷漆、包装。

远) 自制工装

①上冠圆弧检查样板。

②泄水(减压)孔钻胎。

③叶片工作面立体检查组合样板,背面单个断面检查样板,进、出水边样板。

④出水边铣胎。

⑤划线中心柱。

⑥立式静平衡装置。

远) 轴流转浆式转轮体的加工

转轮体是轴流转浆式水轮机中的一个重大部件。通常转轮体用铸钢或铸铜合金整体铸造而成。

转轮体的机械加工技术要求很高,难度较大,而且几乎所有的工序都需要动用大型设备,加工周期长,加工费用高。因此深入研究转轮体的加工工艺很有意义,现将主要工序的工艺方法介绍如下:

远) 加工前的划线检查

转轮体投入机械加工前除材质复查外,几何形状和尺寸必须通过全面划线检查,以保证各部位有足够的加工余量。

远) 全面粗加工

转轮体的粗精加工应该分开,划线以后应进行全面粗加工,目的是切除大余量,释放残余应力,全面暴露铸造缺陷。粗加工时应视表面缺陷情况留适当的精加工余量。加工余量如留太大,缺陷不能充分暴露;如留太小,缺陷补焊量又大,还必须退火处理,另外也有可能因变形而造成不够加工。一般大型转轮体单边留源~缘皂余量,小型转轮体单边留猿皂即可。

转轮体的平面、圆面、球面的加工在立式车上进行。工件以平线找平,圆线找正。球面加工用数控、仿形均可。大型转轮体,重量大而且比较集中,对立车工作台支承导轨的受力不利,容易引起工作台变形。因此,有必要在转轮体与工作台之间加垫一个大直径大厚度的垫板,以扩大受力面积。

叶片轴孔的粗加工大多在大型镗铣床上进行。镗孔前应先划出叶片轴孔的加工线,并在转轮体大平面上划出孔中心线的找正线。工件在镗床上应先将大平面调水平,使找

正线与镗杆垂直,以保证孔中心线的正确位置。最后按孔线加工,加工后单边留痕-缘皂余量。

獠粗加工后的缺陷处理

经粗加工暴露的缺陷应进行处理,不允许遗留。

源对非加工面进行全面铲磨处理

精加工后,要求磨后露出金属光泽。其目的一是除去表面易落物,二是暴露铸造缺陷。

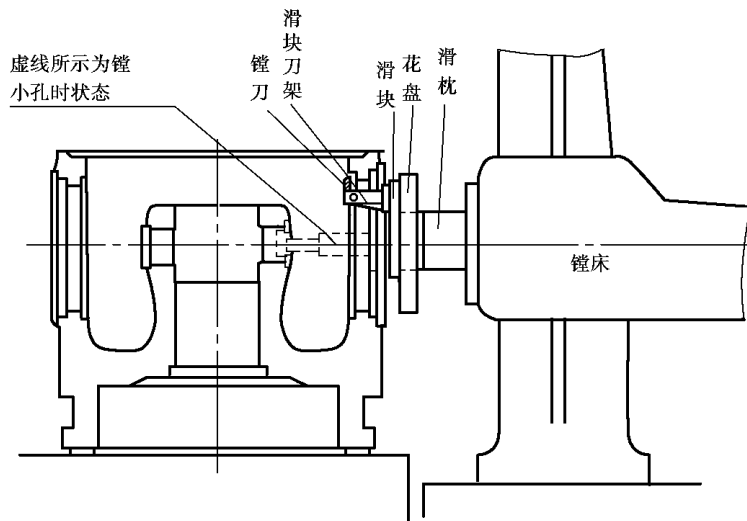
缘转轮体平面、圆面和球面的精车加工

转轮体平面、圆面和球面都在立车上精加工,在条件允许的工厂,应在数控立车上加工,以保证球面精度;没有数控立车的工厂可用电气仿形或机械仿形加工;对于中、小型转轮体的球面可在镗铣床上借助回转工作台旋转走刀进行加工。

转轮体与主轴或接力器缸盖配合的止口允许配车。

远叶片轴孔的精加工

叶片轴孔一般都在大型镗床或镗铣床上加工,并最好能有精密分度盘的回转工作台,将工件放在转台上,不但加工方便且轴孔分度精度高。当然,在没有该设备的情况下,也可采用划线或别的方法,有关方法可参看图远獠獠



图远獠獠叶片轴孔的精加工

在镗孔前必须严格检查和调整机床的精度,记录镗杆伸出长度与扰度的关系,以及滑枕伸出长度与上倾或下扰的关系,供操作者选择最佳伸出长度镗孔,并在找正时作人为的调整。

对于巨型机组(如葛洲坝机组)的转轮体,叶片轴孔直径很大,在镗床上加工就不十分合适,一般改在立车上加工,如图远獠獠所示。

在有大型数控镗孔设备的工厂,转轮体叶片轴孔的加工就比较容易了,它既能保证大、小圆个轴孔的同轴度、止推面与孔心线的垂直度,又能通过精密分度的转台实现轴孔

等分布置。

透平轴流转桨式叶片的制作

大型轴流式水轮机的叶片由于受到铸造和机械加工的工艺条件限制,设计中采用可装拆式,其叶片本体上带有一个用来连接枢轴的法兰。叶片毛坯多为铸件,是水轮机中制造技术难度较大的零件之一。

员) 叶片过流表面的质量要求

叶片过流表面的质量要求包括:

① 正、背面型线;型面与轴心线相对位置度。

② 叶片厚度;正背面波浪度。

③ 进水边头部形状和尺寸。

④ 出水边形状和厚度。

⑤ 表面粗糙度。

以上各项质量标准在行业标准中都有具体的规定。

圆) 过流面的加工和检查

过流面的加工方法有圆种:铲磨和机械加工。其中铲磨是当前最普遍的修正叶型的方法。叶片铲磨后的型线要用立体组合样板检查。

立体样板的结构一般有圆种:一种是用薄钢板制成各单截面样板,再组合成整体,如图 2-10 所示;另一种是用桁架式结构,按叶型上所标记的三维坐标尺寸设置检测触头,如图 2-11 所示。

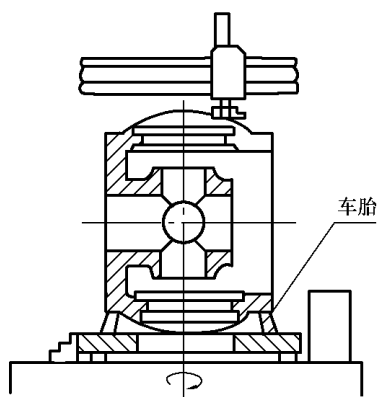


图 2-9 透平在立车上加工叶片轴孔示意图

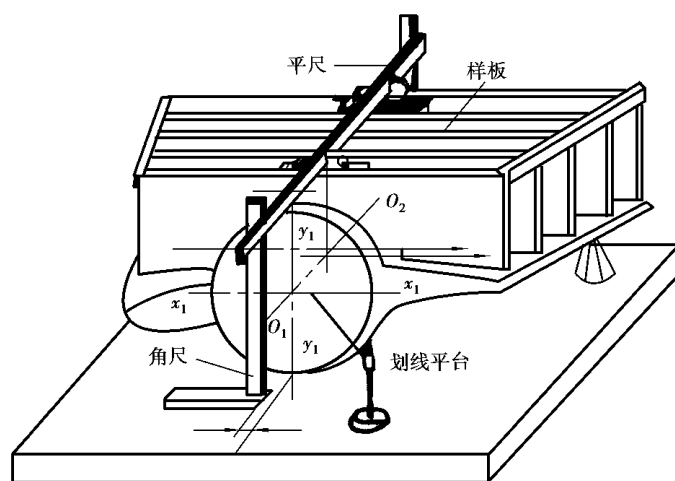


图 2-10 透平单截面样板的组合检查

① 叶片过流面的铲磨一般分为粗磨、精磨、抛光 3 次。必须注意的是:叶片立体样板

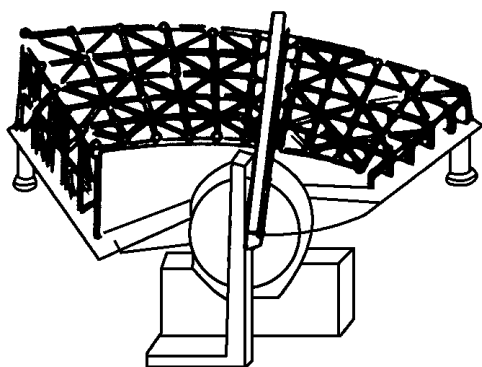


图 远翔 悬吊桁架式结构的三维坐标检测

在每次检查型线时放置的位置与每次划线时放置的位置一致,否则将产生叶型的串移。为此叶片在投入铲磨前的第一道划线工序中就应作出样板的定位标记(如钻 猿个定位小孔),以供以后铲磨和划线时样板定位用。

②叶片过流面的机械加工方法有仿形加工、数控加工等。机械加工最大的优点是加工精度高,型面线型质量好,而且改变了铲磨劳动强度大,工作条件差的局面。但设备投资大,加工成本提高。

目前,制造厂家正在从改善叶型的检查方法上进行研发,研究用三维轮廓形状自动测量技术检测叶片过流表面,以提高检测精度和效率,工人可根据检测仪打印出的叶片实际形状与理论形状的误差值图表修磨叶片,修磨精度可大大提高。这一研究目前已有初步成果。

猿叶片法兰或轴颈的加工

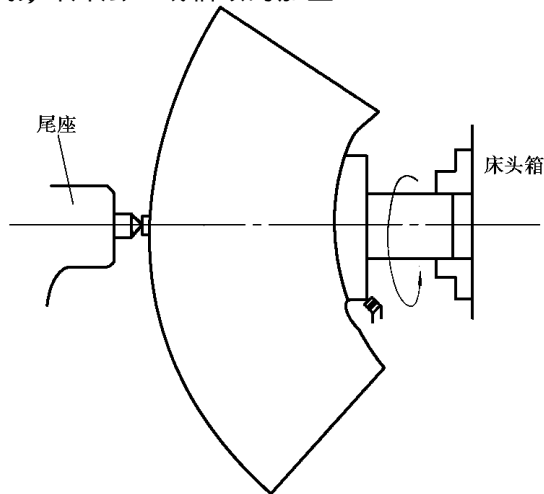


图 远翔 在卧式或大头车床上加工

叶片法兰的中心线必须与叶型设计转动中心线重合,叶片轴线的允许调整量在行业标准中有明确规定。叶片轴颈或法兰的加工方法有以下几种:

①在卧车或大头车床上加工,如图 远翔 所示。该方法只适用于带枢轴的中、小型叶片加工。

②在立式车上加工,如图 远翔 所示。采用这种加工方法需要有大形夹具,并需将叶片与夹具搭焊牢靠。该方法一般适用于不带枢轴的大型叶片加工。

③用镗床或类似镗床的专用设备加工,如图 远翔 所示。该方法虽然不需要专用夹具,但装夹找正很不方便,加工效率低,而且一般镗床还难于加工两膀球面。

④在大孔车镗床上加工,如图 远翔 所示。所谓大孔车镗床,即设备的床头有一很大

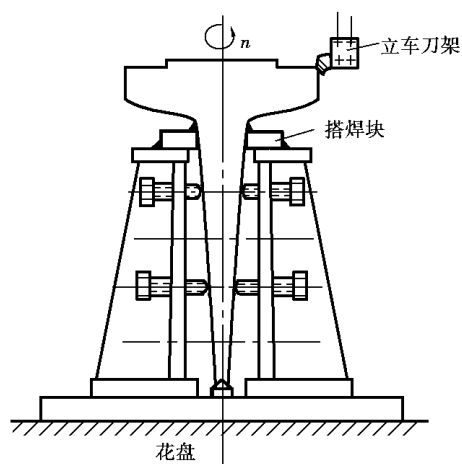


图 2-2-10 在立车上加工

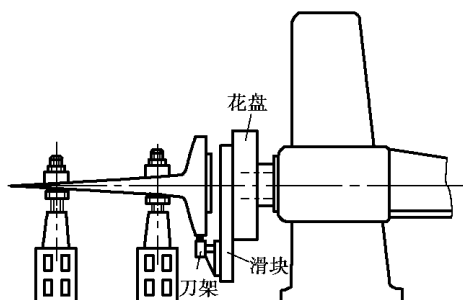


图 2-2-11 在卧式镗床上加工

的中心孔,中心孔内可装设顶尖套,床头箱上具有直径很大的花盘,花盘上有圆个径向刀架,床头箱可沿机床导轨轴向移动,车床导轨的另一端有尾座。这种方法加工叶片法兰,效率和精度都很高,但需要添置这种特殊设备。如果用车镗床精车两膀球面,车镗床还要具有数控装置。

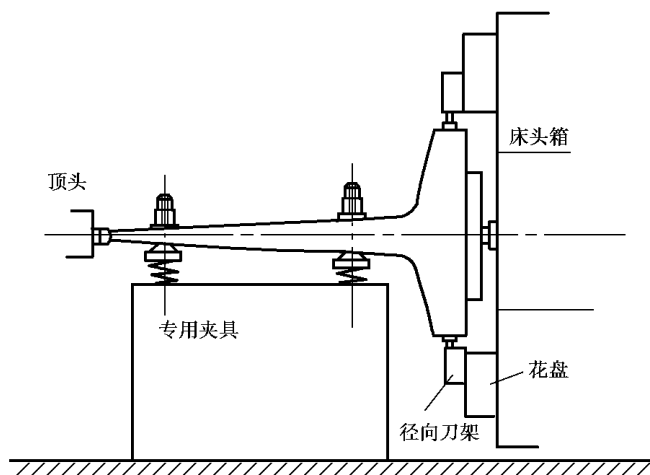


图 2-2-12 在大孔车床或镗床上加工

法兰外圆根部的加工。由于法兰和两膀的毛坯余量都很大(铸造技术的原因),加工工作量很大,而且加工后的叶片两膀是球面,与法兰外圆母线的夹角小于 90° ,如图 2-2-13 所示。因此,无论在什么设备上加工,无论采用什么方法加工,它们都存在:

① 车刀在车削时三面刃吃刀,工作条件不好。

② 车削法兰根部时,小刀架或车刀刀体必须伸出很长,车刀刚性减弱。

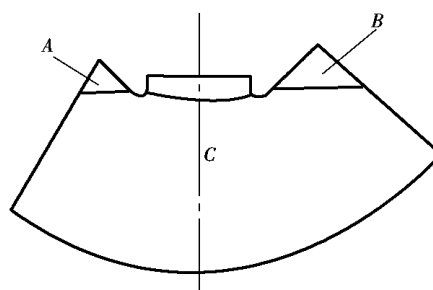
为了保证质量并使轴颈根部加工方便,可视具体情况将叶片两膀分成 90° 月两块,在

法兰和法兰根部加工后再焊接粤,月块。采用此法,需做焊缝探伤检查,确保焊缝质量。粤,月块的球、柱、锥面可以预先加工,装焊后铲磨修正。

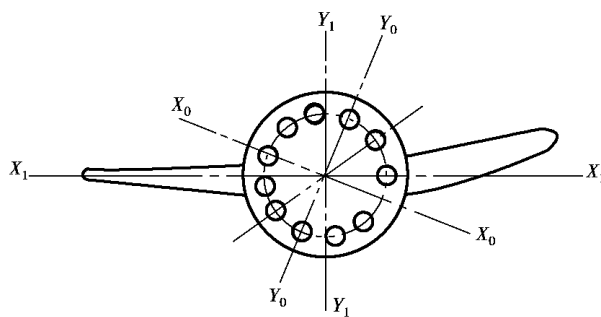
源叶片法兰上把合孔和销孔的加工

把合孔、销孔及轴上键槽都是在镗床上进行加工的,如图远缘源所示。

销孔的精镗或铰一般是将叶片与叶片轴组合后一起同镗或同铰,以保证圆个零件上销孔



图远缘源叶片法兰外圆加工



图远缘源叶片把合孔和销孔的加工

位置一致。

对于有互换性要求或材料不同的叶片和叶片轴,一般应在数控镗床上加工,以保证中心孔位置的高精度以及孔的表面粗糙度。有时也可以采用镗模找正单镗。

对于大型叶片,销孔很大,采用浮动镗刀同镗的工艺可获得较满意的效果,而且刀具制造要容易得多。

缘叶片两膀球面、柱面和锥面的加工

叶片两膀球面、柱面和锥面是当叶片处于全开度角时,与转轮体及泄水锥的球面、柱面和锥面等相配合的面。

对于整体的结构,球面可以与法兰一起加工出来。在一般镗床上或大孔车镗床上加工法兰时,球面也可以进行粗加工。但对于柱面和锥面部分,机械加工就很困难了。通常都是先划出余量切割线,按线切割后,再按转轮体等配磨。对于大型叶片,由于划线工装复杂,费用高,只能按转轮体配装、配磨。

对于分粤,月块的结构,粤,月块的球面、柱面和锥面都可以在立车上加工出来,将粤,月块焊于叶片上后只需做少量的修磨,就可以得到满意的配合质量;有的采用铸造成型的方法,即在铸造粤,月块时就将粤,月块的球、柱面和过流面一起精铸出来,只需经过少量的修磨,就可以直接焊接于叶片本体上,焊接后再经过少量的修磨,同样可以获得满意的配合质量。

远转轮叶片外圆的加工

对于中、小型水轮机,转轮叶片外圆可以将叶片装配于转轮体上进行加工。对于大

型水轮机,由于叶片和转轮体质量都很大,装配后总质量往往超过立车承载能力,因此一般都制作专门的胎具进行加工,如图 2-2-2 所示。对于具备数控铣床的制造厂,叶片外圆可与叶片过流面一起用数控铣床加工。

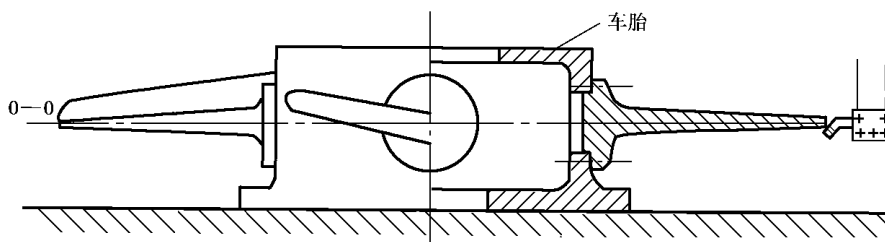


图 2-2-2 专门胎具加工叶片外圆

2.2.2 叶片加工主要工序的编排

大型转桨式水轮机叶片的工序多达几十道,这里仅介绍主要工序的编排。

①全面粗磨叶片过流面、进水边、法兰球面,其目的是消除黑皮、凸点、飞边,以便立体样板的安放和定位,暴露铸件毛坯的缺陷。

②全面划线检查。

③镗铣法兰端面,飞去法兰端面残留冒口部分。其目的一是为了划线方便,二是削去大部分加工余量,节省车削工时(镗床飞平面效率高)。

④划线。划线样板按前面所述的原则定位。

粗划出法兰加工线,检查法兰各部分加工余量。

遭划出取样位置线(如把合孔位置套料)。

精划出顶尖孔线。

⑤套料取样,复试机械性能,合格后才能进行以下各序。

⑥钻顶尖孔。

⑦粗车法兰和两膀。

⑧处理粗车中发现的缺陷。

⑨粗磨过流面、进水边、法兰球面。叶片型线(包括叶片厚度)必须达到设计要求,进水边必须修磨成型。叶片体及其与法兰球面相接部分在粗磨后应进行探伤检查,并全面处理内部和表面的铸造缺陷。

⑩粗精车法兰(或轴颈)和两膀(铸造缺陷在粗车后处理)。

⑪划法兰上把合孔和销孔加工线(或轴上键槽加工线)、叶片本体上悬挂孔线(起吊用),出水边气割线和检查线、外缘余量切割线和检查线。

⑫装配叶片轴(以轴,再定位)。

⑬钻镗把合孔、销孔、悬挂孔或枢轴上键槽。

⑭同扩铰销孔。

⑮切割出水边长度和厚度的余量,切割外缘的余量。

⑯修磨出水边。

⑰修配并装焊两膀,月块,两膀与转轮体球、柱面配合间隙必须符合设计要求。

⑱满焊,月块,并再次修配两膀间隙。

①⑨装配叶片,车外圆。

②⑩称重。

③⑪精磨。对重量比其他叶片重的叶片,铲磨背面去重,磨去厚度大于设计厚度的部位,并消除正背面的波浪度,粗糙度达到抛光前应达到的等级。

④⑫划出叶片转角线。

⑤⑬过流面抛光(参加转轮总装后进行)。

远线型贯流式水轮机主件的加工

贯流式水轮机是一种适用于低水头的水轮机,它与常规的轴流式水轮机不同之处是它没有蜗壳,它的引水管、导水机构、转轮和直锥形水管都是布置在一条直线上,整个机组的外形像一条管子,水流沿轴向流过机组,最常用的有灯泡半贯流式水轮机。

贯流式水轮机由于其结构和布置方式不同于混流式和轴流式水轮机,在制造工艺上也有其特殊性。下面就结构不同于混流式和轴流式水轮机的几个主要特殊零部件的制造工艺予以介绍。

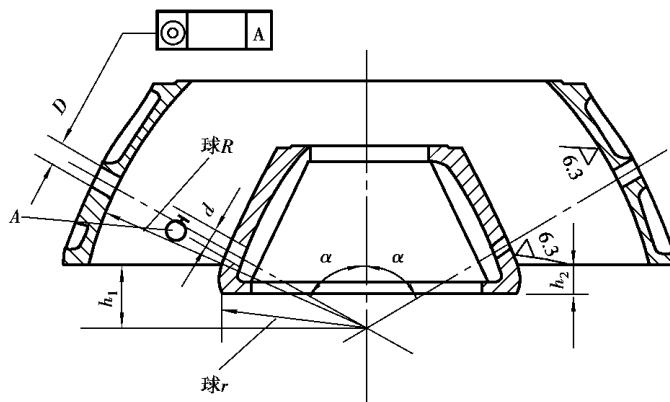
①⑭导叶内外环(室)的加工

导叶内、外环(室)的结构,如图远线型所示。

导叶外环是直径和高度尺寸较大而断面宽度尺寸较小的大型环形零部件。为了减轻重量,往往采用钢板焊接结构,因此刚度较差,在起吊、翻身、转运、加工时都容易变形,特别是大型机组尤其这样。

内、外环投入加工前的划线检查。

划线检查的主要部位包括:合缝面,过流面各部位,上下大法兰平面,各导叶轴孔中心位置等。



图远线型导叶内、外环(室)的结构图

检查结果如发现加工余量不够或加工余量太大(加工后留下的钢板厚度就会太薄),都应在加工前或粗加工后予以适当处理。

内、外环过流曲面的加工:内、外环过流面由多段曲面组成,是水轮机流道的组成部分,其中球面部位还要与活动导叶两端球面相配合。因此,其形状、位置、尺寸都有一定的精度要求。

过流面最好是在数控立车上加工,以便有效地保证加工精度。如果没有数控立车,采用机械靠模或电气仿形也是可行的。

内、外环上呈锥形布置的导叶轴孔的加工是贯流机制造工艺的主要难点之一。

加工轴孔较为简单而又易保证质量的方法是将工件安装在可精密分度的立车上,在有镗削功能的数控刀架上装设特殊镗削头,并将刀架倾斜一个角度,如图 2-25 所示,使镗削头轴心线与待镗轴孔同心,就可单镗或同镗内外环轴孔了。对于没有这种立车的制造厂,轴孔加工工艺有下列几个方案可供选择。

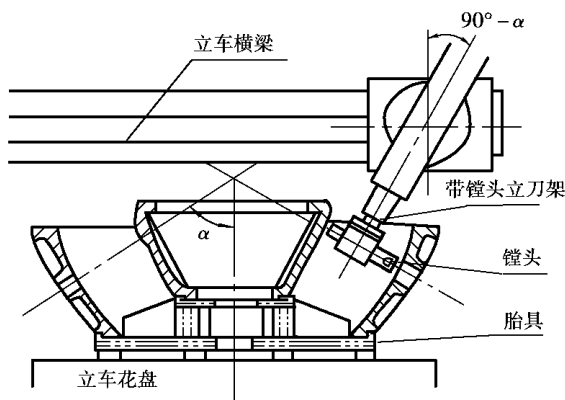


图 2-25 采用特殊镗削头镗孔

(员)中小型机组导叶轴孔加工方法有 3 种参考方案。

①用特殊设计的斜轴镗孔设备进行同镗(铰),如图 2-26 和图 2-27 所示。其中,图 2-26 设备的镗头轴心线的方向可根据轴孔中心线的设计角度进行随意调整,因此它可以加工多种不同倾斜角度的孔。支承工件的工作台最好是可精密分度的回转工作台,也可以是一般回转工作台,轴孔分度装置自己另行设置,也可以是自行设计的土转台。

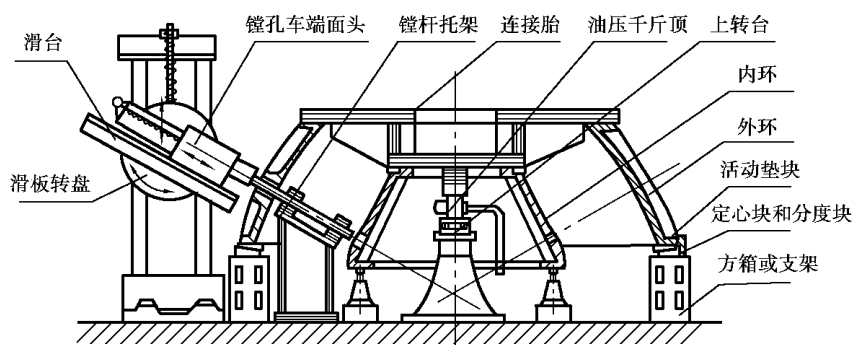


图 2-26 采用斜轴镗孔设备进行同镗

对于小型机组,镗孔的顺序是:镗外环轴孔—配镗托瓦内圆—装接长杆—镗内环轴孔和反镗端面—镗外环轴孔端面。

对于中型机组,内、外环两轴孔之间的距离较大,应设 3 个镗杆托架,托瓦内圆事先配加工好,内、外环 3 个轴孔都应用接长杆同镗。其镗孔顺序应是:装接长杆—找正镗

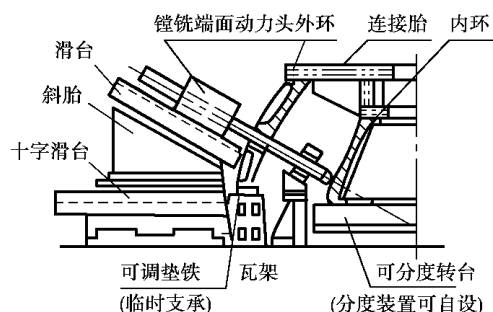


图 2-2-9 采用斜轴镗孔设备进行同镗(铰)

处于水平状态,在普通镗床上同镗,如图 2-2-10 所示。

镗胎上设有找正孔,其中心线与镗胎上的转盘中心线相交(以保证所镗轴孔向心)。

镗孔顺序为:镗外环轴孔—配镗托瓦的内圆—装接长杆—镗内环轴孔并反镗端面—镗外环轴孔端面。

镗完第一对轴孔后,转动大转盘,其位置用事先安装好的分度定位块定位,此时第二对轴孔对准镗杆。

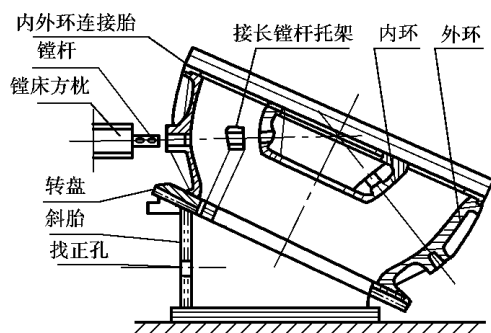


图 2-2-10 利用大斜转胎将工件倾斜放置

(圆)大型机组由于大型机组内外环两轴孔之间的距离大,以上工艺方法已不适用,但可参考以下工艺。

将特殊设计的镗孔设备安装于内外环之间进行镗孔,如图 2-2-11 所示。

该加工方法所需设备比较简单,费用少,工件、设备、工装的安装找正比较方便,镗头距待加工的孔很近,刀具系统刚性较好,加工质量容易保证。所以,只要镗孔设备在内外环之间布置得下,就应尽量采用这种加工方式。

圆)贯流机导叶的制造工艺

贯流式水轮机导叶的形状和加工要求,如图 2-2-12 所示。导叶瓣体的形状犹如轴流水轮机转轮的叶片,呈空间曲面,圆个端面因分别与内、外环的凸凹球面配合,故也为球面形状。由于拆装工艺上的需要,小头端一般不带转轴,而设置轴孔。

中小型导叶的毛坯结构一般都采用整铸。大型导叶由于铸造质量较难保证,多采用铸焊结构,瓣体铸后经粗加工再把轴坯焊上。导叶瓣体制造质量也有行业标准,与转轮叶片相比,要求略低,型线质量一般经过铲磨修正都能达到。

头中心与接长杆同心一同镗两轴孔并反镗内环轴孔端面—镗或正镗外环轴孔端面。

第一对轴孔加工完成后,松开压紧工具,转动工件,转动角度由事先等分布置的定位块定位,或由转台等分,使第二对待镗轴孔中心对准镗头。

②利用大斜转胎将工件倾斜放置,使内、外环上的导叶轴孔中心线

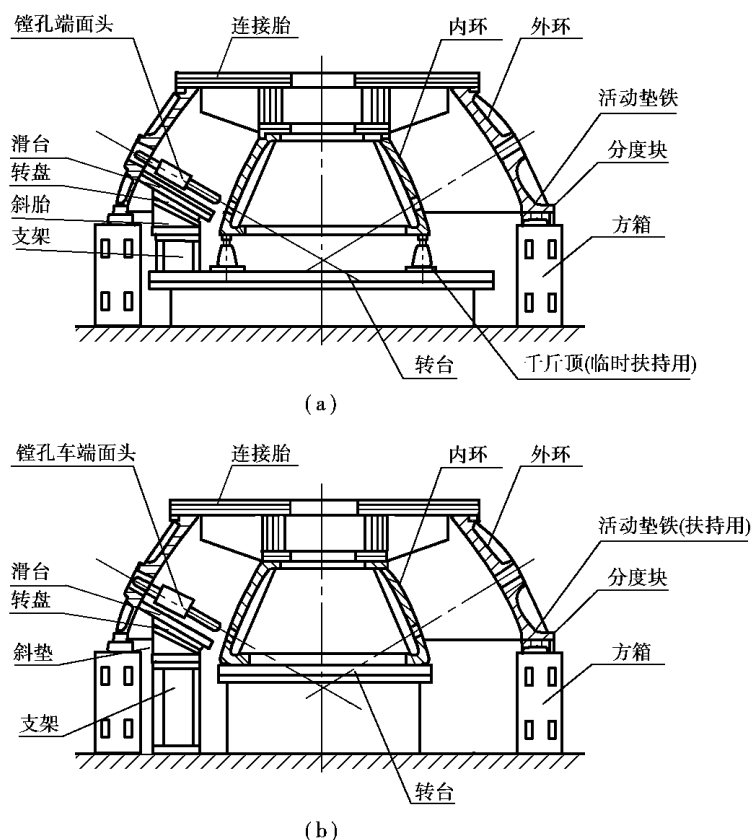


图 10-10 便携式镗孔设备安装于内、外环之间的示意图

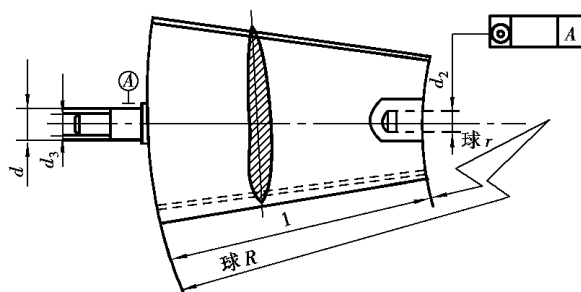


图 10-11 贯流式水轮机导叶的形状和加工要求图

(员) 导叶过流面型线的铲磨修正和检查。导叶铲磨前应先用立体样板划出进、出水边的边线并加工出来, 以供样板定位用。加工出水边时应考虑出水边留适当宽的加工余量。设计出水边单截面样板应考虑这一余量。

型线精修磨时应注意:

导叶型线和进出水边型线的精磨一般应在焊轴和粗车轴后进行。精磨后的型线应达到设计要求, 但粗糙度可最后修磨抛光时检查。这里还需要注意的是进水边密合面凸台与导叶体相接处只允许有正公差(即凸起), 不允许有负公差(即凹下), 出水边的背面也只允许有正公差, 甚至可以在一定的宽度范围内(约圆倍出水边密合面宽度)留有背面余

量。对出水边正面形状检查时,其质量标准应提高,这是保证出水边密合面宽度的需要,并非是设计对出水边型线的需要。

(圆)导叶瓣体两端面凹凸球面的加工和检查摇导叶瓣体两端面凹凸球面的形状、球面中心面位置以及导叶瓣体的长度等猿方面的加工精度是很重要的,因为它直接影响导叶瓣体与内、外环间的端面间隙,也影响导叶转动的灵活性。

从工艺要求上来说,导叶瓣体凹凸球面在数控车床上加工是最理想的,其球面精度将比较容易保证。如果没有数控车床,也可自制圆弧轨面刀架车削,亦可采用机械靠模加工。

采用机械靠模加工,应注意:靠模装置的刚性必须足够,压缩弹簧性能必须达到要求,靠模制造质量必须得到保证,靠模样板上找正基准的位置精度必须足够高,正确选取对刀基准和正确对刀。

(猿)导叶轴和小头端轴孔的加工摇导叶一端轴颈和另一端轴孔有较高的同轴度要求,在加工时有一定的技术难度,加工方法有多种,用专用设备加工较易保证精度。

(源)导叶进出水边密合面的加工摇导叶进出水边密合面的加工,目前大多在刨床或镗床上进行。该加工方法使用的前提是必须精确地计算出导叶进、出水边密合的空间位置坐标,并由此设计胎具。导叶加工时就借助这一胎具进行精确的定位和装夹,使密合面与刨床工作台或镗床立柱运动方向平行。工艺本身并不复杂,操作也方便,但是它存在以下问题:

①该加工方法的使用前提是必须精确地计算出导叶进、出水边密合线的空间位置坐标,而这恰恰是贯流机设计中较为复杂和困难的问题,计算往往会有误差。

②进、出水边圆个密合面加工时必须用圆个精度较高的胎具(或一个双用的胎具),圆次装夹导叶,这也是影响圆个密合面位置精度的因素,再则工装费用也高。

上述圆方面的问题都会使得导水机构厂内预装导叶密合面修磨的工作量增加。为了解决这些问题,密合面的加工也可采用另一种工艺,即将导叶置于模拟全关位置来加工。这种工艺的原理是:任何一个导叶在全关时,其进水边密合面与相邻导叶出水边密合面是在同一空间平面内,只要在进水边密合面加工后,留下这个平面(工艺面),将导叶围绕机组中心线旋转猿个角度(在为导叶数)的角度,再将出水边密合面加工至前面所留下的平面内,则导叶全关时一定能很好地相互贴合。这种加工工艺的优点是密合面位置精度不依赖于密合面的计算,密合面角度可根据实际情况作适当修正,同样能保证密合质量。加工时不需要刨床或镗床,只要一个功率不大的动力头即可。但这种工艺方法所需的胎具结构比较复杂,制造精度要求高。

远缘猿摇水轮机主轴的制造

主轴是水轮机的主要部件,通过它将水轮机转轮的机械能传给发电机。它的毛坯通常采用铸钢猿或圆个整锻,或采用铸造法兰、锻造轴身并用环形电渣焊焊接成整轴。轴身采用钢板卷焊的大型薄壁轴目前还不多。由于设备的原因,主轴毛坯一般由重型机械厂承制,内孔精加工,外表面粗加工后交水轮机制造厂精加工。

大型水轮机主轴都采用空心轴,这不仅可以消除轴心部分组织疏松等材质缺陷,便于检查,在结构上还可以减轻重量,而且也是为实现中心孔补气、装操作油管(轴流转浆

式机组)的需要。

由于主轴作用的重要性,对主轴的材质复查和加工要求格外严格。

员) 主轴的材质检查

主轴的材质检查包括:外观检查、残余应力试验检查、机械性能试验检查、化学成分分析、内在质量检查、超声波探伤、表面缺陷检查;采用酸洗(或磁粉)检查,不允许有白点、裂纹。

圆) 主轴的机械加工

主轴的精车工序,只要经过图 2-2-13 所示的 3 次安装就可完成。加工精度和表面粗糙度,以及重要部位的摆度都有行业标准。但应注意:

- ① 机械加工要在材质检查合格后方可实施。
- ② 第一次车削时,应以主轴中心孔为定位基准,以保证轴身壁厚均匀。
- ③ 轴向长度加工时,应注意保证两端法兰正、背面的加工余量和滑转子的位置。

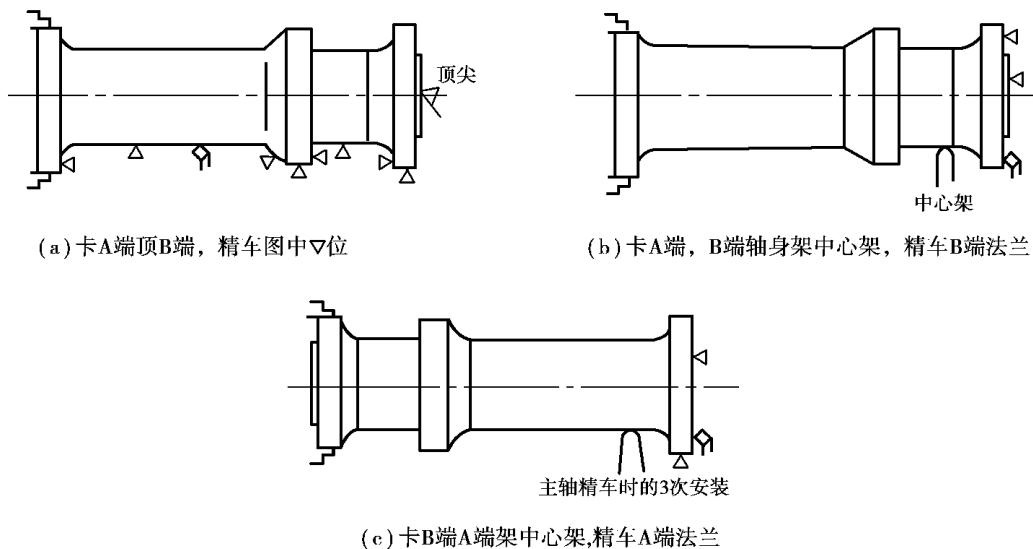


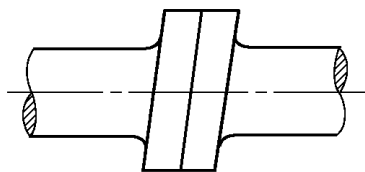
图 2-2-13 透平主轴加工安装图

- ④ 与水轮机转轮的配合止口及与发电机轴的配合止口,允许配车。
- ⑤ 两端法兰把合孔如果个数多,尺寸较大,精车后再钻镗,有时会引起法兰端面和止口变形。因此精车可在粗镗把合孔后再进行,端面粗糙度可采用磨头砂磨,磨后的端面不允许凸起,但允许局部凹下。靠近根部处车修,允许低下 0.05mm。
- ⑥ 轴身上各部位车削粗糙度如有困难,可采用滚压,尽量不用砂磨。
- ⑦ 与发电机轴连接法兰上的螺栓销孔,与水轮机转轮连接法兰上的螺栓销孔都要在两轴组装和摆度检查合格后方可最后铰孔。因为如果摆度不合格,就有可能变动两轴的装配角位,与水轮机转轮连接的法兰端面也有可能要进行车、磨修正。
- ⑧ 主轴是水轮机中的主要部件,起吊、翻身、装卡时都要有保护措施,不允许磕碰擦伤任何部位。加工后应注意防锈。

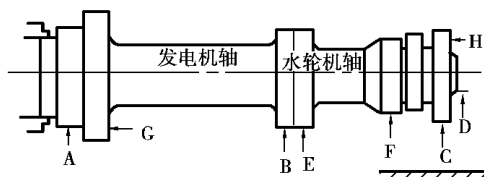
猿) 水轮机主轴与发电机轴组装后的摆度检查

目前,两轴摆度的找正方法大都是:先在卧床上用百分表分别检查水轮机和发电机轴有关部位的跳动量及连接两轴法兰端面的跳动量,再按照此单件检查结果,确定两轴组装时轴向对位位置。组合时应将连接两轴法兰端面跳动量最大的位置相互错开,使相对的两轴法兰端面倾斜方向一致,以抵消端面跳动量对两轴不同精度的影响(见图远猿苑)。

两轴组装后摆度的检查大多在卧式车床上进行,如图远猿缘所示。当两轴组合后,质量或长度已超过机床加工规范时,则可在平台上的专用滚轮架或灾型垫支托下采用拉细钢丝的方法进行,如图远猿远所示;也可以将大轴立式放置,用挂垂线的方法进行,如图远猿苑所示。在卧车上检查最为方便简单,安全性好,精度也较高。



图远猿苑 两法兰端面倾斜示意图



图远猿缘 联轴后摆动检查

需要说明的是,两轴的组装工作可以在车床上进行,也可以在平台上进行。在车床上组装,组装后找正工作要方便一些,但组装时的安全条件较差,需要采取一些安全措施。在平台上组装,安全条件好,操作方便,但组装后起吊两轴到车床上去时,容易发生变形移位,影响检查精度。当起吊设备不能同时吊起两轴时,只能分别吊到车床上组装。

两轴摆度检查合格后,就应该同扩、铰联轴孔的定位段。先扩铰没有穿临时把合螺栓的孔,铰完后,在这些孔中穿入临时把合螺栓和定位销,逐个均匀把紧,然后拆下原先把合的螺栓,同扩铰所剩未铰的孔。在调换螺栓把合位置时,特别要避免两轴错位。为避免起吊时的错位,摆度检查合格后,不允许将两轴吊往另一处同时铰销孔。

远猿远 摇轴承的制造工艺

员) 概述

轴承是电机重要的部件,其作用是支撑电机转动部件,并限定转轴运行时摆度在允许范围内,起着定位作用。因此,轴承应具有足够的刚度,具有良好的润滑性能和冷却系统。转子旋转时,要保证定转子气隙均匀,减少电磁振动,还应保证轴承尺寸精度和表面粗糙度,所以轴承在结构上和制造工艺上较复杂。结构类型上有滚动轴承、滑动轴承、导轴承和推力轴承。滑动轴承又分座式滑动轴承与端盖滑动轴承。本节介绍轴承挂钨金,表面粗糙度,滑动轴承、平面推力轴承和球面轴承的加工工艺。

圆) 各类轴承挂钨金

(员) 轴承挂钨金工艺过程摇瓦坯加工—清理准备—酸洗清理—预热—搪锡—预热—浇钨金(静力或离心浇铸、空冷或水冷)—半精加工钨金面—超声波检查或煤油渗透检查。

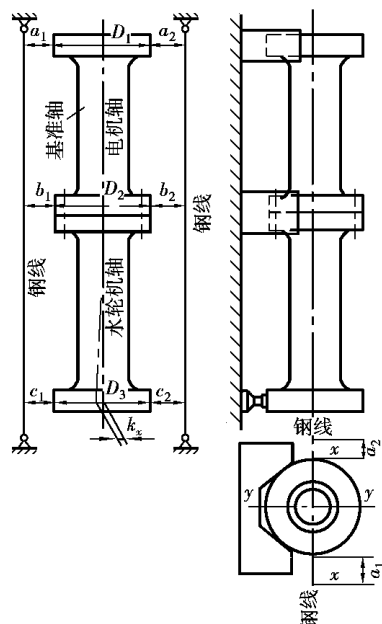


图 16-16 圆轴承挂细钢丝摆动检查

摇摇(圆)轴承挂钨金的工艺要点

①轴承合金的化学成分和机械性能,必须符合要求。一般是在炉前取样,往往轴承合金已浇铸好,化学成分、性能结果才能显示出来,因此需要提高炉前化验的速度和具备等同于轴瓦实际浇铸的制样条件。

②轴承合金与瓦基结合的好坏,完全取决于瓦基浇铸前清理和搪锡的质量。若锈斑、油迹和污物清理不干净,将会在该处产生脱壳和起层。所以必须严格控制搪锡工艺过程质量。

③轴承合金浇铸过程中的温度、再结晶速度(冷却快慢)和合金成分都将影响轴瓦合金的金相组织。冷却速度快,晶粒细,则硬度高。一般轴承合金浇铸质量为设计质量的缘倍,离心浇铸比静力浇铸组织致密。为加快再结晶速度,常采取水冷措施。

④轴瓦浇铸完成后,经半精加工,表面粗糙度 Ra 为 $0.4 \sim 0.8 \mu m$ 进行超声波探伤,检查瓦基与合金结合面的结合率,不结合面小于缘%为合格。对于卧式轴承,瓦面目前仅应用煤油渗透法检查其结合面质量,尚未开展探伤检查,应尽快创造探伤的检验条件。

猿) 各类轴承的表面粗糙度

为了降低轴承的摩擦系数,通常轴瓦表面粗糙度要求 Ra 为 $0.4 \sim 0.8 \mu m$,需刮瓦的轴瓦,表面机加工到 Ra 为 $0.4 \sim 0.8 \mu m$ 即可,然后与轴颈表面或镜板平面进行配研。其标准是(圆~猿)点 Ra 为优等品,(员~圆)点 Ra 为一等品,员点 Ra 为合格品。这样,一则两者之间接触良好,瓦面能均匀支撑转动部件,不易变形;二则具有良好的润滑性。卧式机组转动轴颈刮研,推力轴承在厂内以镜板平面为标准配研,在工地安装还要进行盘车刮瓦,消除瓦面的机械变形。

最近开发了交流机卧式轴承不刮瓦工艺,只需达到合理的配合间隙,表面粗糙度为

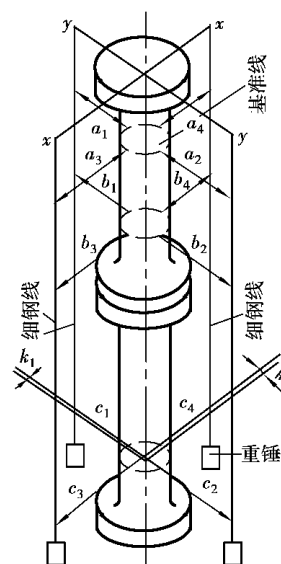


图 16-17 圆轴承挂垂线摆动检查

这样简化了工艺,减少了工作量,正在交流发电机范围内逐渐推广。

源)滑动轴承加工

(员)滑动轴承工艺流程包括半轴瓦铸件—组圆进行机加工—粗车瓦坯—轴瓦挂钨金—轴瓦精加工等工艺流程。

(圆)滑动轴承加工工艺要点

①瓦坯组圆、合缝面精加工后,可搭焊,也可用螺栓把合定位销定位。轴瓦精加工前必须精刮合缝面,合缝面间隙不小于 0.05mm。

②为保证钨金与瓦坯结合的质量,瓦坯搪锡前必须清理干净,无锈斑、无油迹。搪锡应严格按工艺规程操作。

③轴承合金浇铸方式有圆种,一般离心浇铸优于静力浇铸。为获得致密的组织,通常在浇铸过程中采用冷水加速冷却的方法,加速结晶过程的完成。

④对于铸造瓦坯的高压油顶起回路,必须机加工,要求无铸造面,并清理干净。封焊后水压试验不渗漏。浇铸钨金时应密封好进口,防止钨金进入。

⑤钨金浇铸后,瓦面半精加工,超声波探伤和煤油渗透试验,检验结合面质量。

⑥滑动轴承轴瓦外球面尺寸,应与轴承内球面配加工,以内球面实际尺寸 0.05mm 为基准。

缘)推力瓦加工

(员)推力瓦工艺流程包括瓦坯气割下料—车内外圆及瓦面鸽尾槽—铣两侧面和瓦面直槽—钻攻各螺孔、高压油顶起、沉孔、通孔—挂钨金—车探伤瓦面—探伤检查—钻水冷瓦孔—水压和油压试验—精加工瓦各面—粗刮钨金瓦面与托瓦面配研—防锈处理等工艺流程。

(圆)推力瓦加工工艺要点

①下料后瓦坯退火处理,以消除内应力,现行退火温度一般取 700℃。

②为保证钨金与瓦坯的接合质量,瓦坯搪锡必须清理干净,无锈斑、无油迹。搪锡应严格按工艺规程操作。

③轴承合金浇铸前,必须严格进行炉前化学成分检验和物理性能检测,不合格的轴承合金不能使用。

④瓦坯预热和钨金浇铸温度,必须按工艺规程要求。轴承合金在结晶过程中,应做好补缩。

⑤推力瓦浇铸钨金时,为了获得致密的组织,采用冷水加速再结晶的措施。钨金浇铸厚度为加工厚度的 2 倍。

⑥推力瓦瓦背与托瓦的配研时,因瓦的应力释放会造成变形,一般不在厂内进行配研,而在安装时进行。瓦面在厂内进行粗刮,以便发现砂眼、气孔。

⑦具有高压油顶起系统和水内冷的推力瓦水压试验后必须严格清理,杜绝孔内有铁屑和异物存在,必须强调推力瓦的清洁度应符合有关标准。

远)卧式径向球面轴承球面的加工

这种轴承与轴承座之间是球面接触的,具有很好的自动调心能力,如图 2-10 所示。

(员)靠模加工摇机械靠模仿型加工如图 2-11 所示。

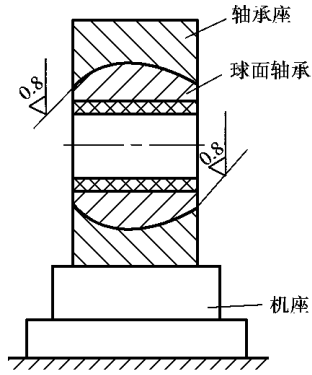


图 透摇 球面轴承

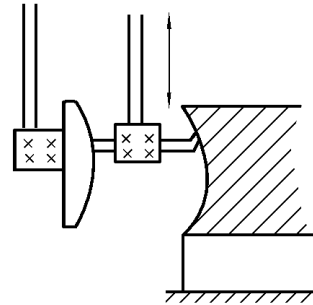


图 透摇 机械靠模仿型加工

摇摇(圆)连杆双刀架加工摇刀架员不动,刀架圆做上、下移动,导致刀具做圆弧运动,如图透摇园所示。

(猿)碗形砂轮精磨加工摇如图透摇员所示。

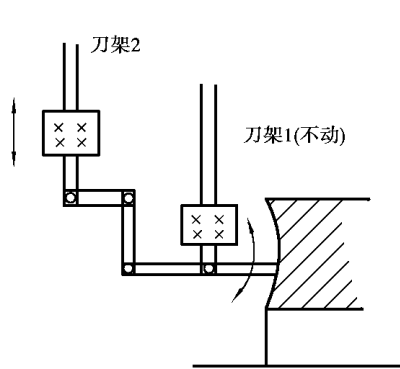


图 透摇园 连杆双刀架加工

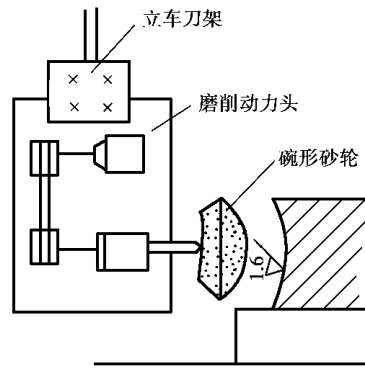


图 透摇员 精磨加工

水电站电气设备的选型设计

摇摇

苑摇概述

在水电站中,由各种一次电气设备(如发电机、变压器、开关设备等)及其接线所组成的输送和分配电能的电路,称为水电站的电气一次回路。电气一次回路中各电气设备根据它们的作用,按照连接顺序,用规定的文字和符号绘成的图形,称为电气主接线图。电气主接线的设计是水电站电气部分设计中的一个重要环节,它对系统运行、电气设备选择和厂房、开关站布置等设计起到决定性的作用,并长期影响着机组运行的安全和质量,因此应按照国家的经济建设政策,结合工程具体情况,经过全面的技术经济比较后确定其设计方案。

在电气主接线的设计中,要求标出发电机、变压器、开关设备、电压互感器、电流互感器和避雷器等设备,以及载流导体的型号、规范、数量。绘图时一般将三相电路图绘制成单线图,必要时局部可用三线表示。

苑摇电气主接线设计的基本要求

电气主接线设计是在水电站接入系统设计的基础上进行的。选择电气主接线时,应拟定几个方案,进行技术经济的分析论证,选择切合实际、技术先进、经济合理、安全可靠、运行灵活、接线简单的方案,其基本要求如下:

①应满足电网、用户对供电可靠性和电能质量的要求。电压、频率和可靠性是供电质量的主要指标。对于供电中断将造成设备损坏、人身伤亡及使用户产品受严重影响的

重要负荷,应由两个独立电源供电。

②应具有一定的灵活性。能适应各种运行方式的变化,不但在正常时能保证供电,而且在部分设备检修时,能通过切、合保证重要负荷不间断供电。

③接线应简单、清晰,操作、检修方便。主接线不应多于二级升高电压级,操作步骤不能太复杂,改变运行方式和检修断路器时,应尽可能减少隔离开关操作次数。

④应便于分期过渡。当水电站分期建设、投入新机组时,应使停电时间最短。过渡接线对继电保护、二次接线、厂用电源引接、配电装置布置及主控室布置要做统一考虑,保证过渡阶段和全部建成后接线和布置的合理性,并使分期投资运行费用尽量少。

⑤经济上合理。在满足上述要求的基础上,应尽量节省投资及降低运行费用。

小型水电站电气主接线设计的主要特点

①水电站大都建设在水利资源丰富的大河流上,远离负荷中心,因此发电机发出的电能,除自用电外,一般均采用升高电压由高压送电线送入电力系统;而由发电机电压母线直接向用户供电的情况很少。

②如果水电站主要担任峰荷和腰荷,在运行中开停机操作频繁,机组利用小时数较低,要求主接线应具有适应各种运行情况的灵活性,以充分发挥该水电站在电力系统中的作用。

③水电站能迅速启动,投入系统并带上负荷,容易实现自动化和远程化,在设计水电站主接线时应尽量满足这方面的要求。

④水电站的总装机数和最终容量,是根据河流水文情况和综合利用条件确定的,因此可以不再考虑机组扩建的可能性。为考虑系统发展的情况,在水电站接线中,可以预留扩建输电线出线的位置。由于水电站不易发展,所以可以一次确定可靠性和经济性都较高的主接线。

⑤水电站一般建设在地形狭窄的山区,升压变电站和其他配电装置的布置,往往受到地形的限制,因此应尽可能简化接线,节省占地面积,减少土石方开挖量。

⑥水电站自用电与火电站自用电相比,容量小得多,重要性也低些,因此水电站的自用电接线比较简单。

在电气主接线图中,所有电器均以一定的图形符号表示,并按它们的“正常状态”画出。所谓“正常状态”我国习惯上是电气设备断开(如断路器跳闸)和继电器线圈内没有通过电流的状态,即按失势状态作为正常状态。

小型水电站电气主接线设计重点考虑的问题

①设计的水电站向何处送电。如向电力系统送电,应根据系统规划,提出接入系统设计(确定接入系统方式、输电电压、回路数和最大输送功率)。

②设计的水电站附近是否有梯级或其他水电站,是否可以选择将几个电站的电能用较低的升高电压送到中心变电所,再升压送入系统的简化接线,避免在每个水电站都建设复杂的多级电压的变电所。

③水电站附近是否有用户,用户负荷的大小和重要程度如何,是否可以在用户处修建变电所,以简化电站主接线。

④水电站水库的调节性能,水电站的位置、容量及在电力系统中的地位(担任基荷还

是峰荷),系统对水电站是否有调频、调峰、调相和担任事故备用的要求。

⑤水电站的施工电源的来源,附近是否有合适的送电线路可供施工用电。

⑥水电站的发电机、变压器等主要设备的供应情况及运输、安装条件等。

常用发电机电压接线的主要方式

常用发电机电压接线方式参见表 7-1 及图 7-1。

表 7-1 常用发电机电压接线方式

接线名称	主要特点	优缺点	适用范围
单元接线	没有发电机电压母线,发电机与变压器串联相接,其容量相等,一般发电机电压侧没有负荷	①主变压器与发电机容量相同,故障影响范围小,可靠性高; ②接线简单,清晰,运行灵活; ③发电机电压设备最少,布置简单,维护工作量小; ④继电保护简单; ⑤主变压器与高压电气设备增多,高压设备布置场地增加,整个变电所接线投资大	对可靠性要求很高的大型电站采用,而小型电站只在一些特殊情况采用,如分期建设的电站,二期又只有员台机组时
扩大单元接线	员台以上机组组合员台主变压器,在主变压器低压侧一般不设断路器,只在发电机出口装设断路器及隔离开关	①员台(或员台以上)机组接员台主变压器,故障影响范围较大,主变压器故障或检修时,员台发电机容量不能送出,可靠性略差; ②接线简单清晰、运行维护方便; ③减少主变压器高压侧出线,简化高压侧出线,简化高压侧接线和布置,整个电气接线投资较省	此接线应用范围较广,当电站在电网中占重要地位,机组台数又在源台及以上时,可以采用员台或员台以上扩大单元;一般电站且近区负荷较小时,可用员台主变压器与多台机组构成员个扩大单元;分期建设的电站采用
单母线接线	电源的进出都在同一母线上,每条进出线装员台断路器及员个隔离开关。母线起汇集和分配电能的作用	①主变压器数量少,投资省,电能损失少; ②接线简单明了,运行方便; ③发电机电压配电装置元件多,增加检修工作量; ④母线或与母线所连接的隔离开关故障或检修时,需全厂停电,可靠性及灵活性较差	一般小型电站,且近区有较大负荷时广泛采用
单母线隔离开关分段接线	将母线分为员段,电源分别接到母线分段上,馈线也分别接到适当的分段上	①当任意一段母线及其所接隔离开关发生故障或检修时,只需短时间停机,待分段隔离开关拉开后,仍可保持另一段母线所接机组送电,可靠性与灵活性比单母线稍高; ②分段隔离开关故障或检修需全厂停机; ③其他优缺点与单母线接线中①~③相同	用分段隔离开关有可能带负荷误操作,因此较少使用

续表

接线名称	主要特点	优缺点	适用范围
单母线断路器分段接线	摇摇同单母线隔离开关分段接线主要特点一致	①当任意一段母线及其所接隔离开关故障时,另一段母线的机组可继续向电网送电,可靠性、灵活性比单母线高; ②其他优缺点与单母线接线中的①~③相同	①在电网中占有重要地位的小型电站采用; ②机组较多且有近区负荷的电站采用

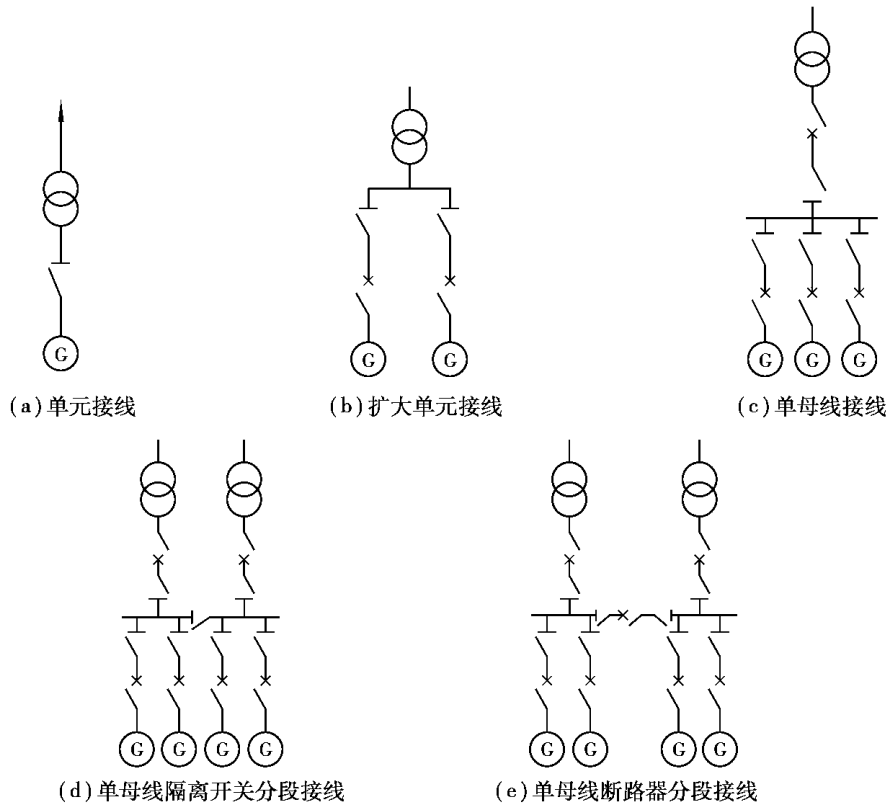


图 7-15 常用发电机电压接线方式

升高电压侧常用接线方式参见表 7-16 及图 7-16

表 7-16 升高电压侧常用接线方式

接线名称	主要特点	优缺点	适用范围
变压器线路组接线	摇摇不装设升高电压母线,变压器通过的功率直接送到一线路上,亦即线路容量等于变压器容量	①接线最简单,设备最少,投资最省; ②线路故障或检修时,主变压器停止运行,反之亦然	摇摇单回出线的电站采用

续表

接线名称	主要特点	优缺点	适用范围
环型接线	环型接线由多条线路供给各个方向不同的负荷点	环型接线优缺点同变压器线路组接线	环型接线在电网中所占比重很小,附近又有送电线路经过时才用
外桥接线	当水电站只有两台主变压器和两条输电线路时,如果采用两组变压器线路单元接线,当线路或变压器发生故障或检修时(如在两组单元之间增加横向联系——桥电路),即构成桥形接线	①接线简单,高压断路器数量少,为进出线数减员; ②一台主变压器回路出现故障或检修,会影响线路和另一台主变压器运行; ③一回出线故障或检修,电站有功功率可由一回路送出; ④桥连断路器检修时,二回出线需要解列运行,如有穿越通过将受影响。此情况可按图 2-10 中虚线所示加装跨条解决	①适用于进出线各两回路,且电站年利用小时数低,主变压器切合频繁,或线路短的电站; ②有穿越功率时,也宜采用外桥接线
内桥接线	同外桥接线	①接线简单,高压断路器数量少,为进出线数减员; ②一回出线故障或检修,不影响主变压器运行; ③一台主变压器故障或检修,需暂切除一回出线,待主变压器隔离开关拉开后,可由二回出线送出电站有功功率; ④桥连断路器检修的缺点与外桥相同,亦可加跨条解决	适用于进出各两回路且电站年利用小时数高,主变压器不需经常切合,或线路较长的电站
单母线接线	升高电压馈线与主变压器高压侧均连接至升高电压母线上,断路器数目一般与进出线数相等	①每一进、出线回路各自配置一台断路器,互不影响; ②接线简单,清晰; ③进出的正常操作由断路器承担,隔离开关只作为断路器检修时隔离用,误操作机会很少; ④母线及所连隔离开关故障或检修造成全厂停电,可靠性及灵活性较差	在多回进出线的电站广泛采用
单母线分段接线	将母线分为两段,用断路器或隔离开关分开	①每一进、出线回路各自配置一台断路器,互不影响; ②母线及其所连隔离开关故障,只影响一段母线及其所连的回路停电,可靠性及灵活性较高; ③分段断路器故障,全厂暂停电,拉开隔离开关后,一段母线解列运行,分段断路器检修时也解列运行	在电网中占重要地位,且有多回进出线的电站采用

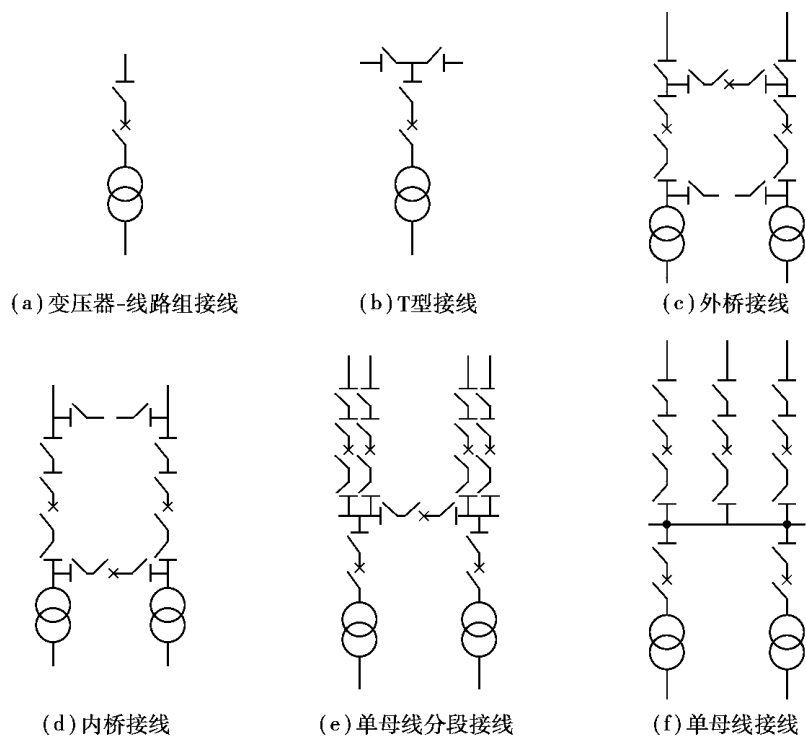


图 7-1 升高电压侧常用接线方式

水电站电气主接线设计

水电站电气主接线设计的基本资料

(员) 水能资料

① 水电站设计水头、流量、单机容量、机组台数、工作出力和设计保证率。

② 水库的调节性能(年调节、季调节或没有调节性能的径流水电站),是否存在洪水期出力受阻和弃水现象。水能的综合利用情况,是以发电为主还是防洪为主或以灌溉为主。

③ 水电站所在河流开发方式,是否梯级开发及梯级开发的情况。

④ 水电站建造形式,是引水式、坝后式还是河床式。

(圆) 电能资料 水电站的工作容量、保证出力、年发电量、年最大利用小时数,发电机的型式、容量、台数和功率因数,装机程序,最大运行方式,最小运行方式,本电站厂用电负荷。

(猿) 电力系统资料

① 现有电力系统接线、各电站参数、系统短路容量和系统阻抗。

② 电站在系统中的作用是主力电站、非主力电站还是自备电站,电站在负荷曲线中是担任峰荷、腰荷还是基荷。

③ 电站在系统中是否担任调相、调压及调频的任务。

④送电最高电压等级,出线回路数,电站的供电范围、输电距离、输电容量、负荷布局、负荷性质及导线截面。

⑤电力系统发展规划及接入系统设计有关资料。

⑥电力系统继电保护方式、整定值,电力系统对本电站继电保护、自动化及调度管理方式的要求。

(源)地形、地质资料

①站址的地形、地质资料。

②土壤资料(电阻率、特性、冻结层)。

③地下水位、地温。

④出线方向、出线走廊。

(缘)气象资料

①年平均最高、最低气温。

②年相对湿度及历年最小相对湿度。

③多年平均雨量。

④雷电小时数。

⑤最大风速、风向,周围空气转移情况。

(远)其他方面资料

①交通运输。

②土石方开挖及单价。

③选用的电气设备及水平。

④电站总平面图,主站房布置图。

2.2.2 水电站电气主接线设计内容与步骤

2.2.2.1 收集和分析资料

按照前面提到的基本资料项目进行资料收集和资料分析工作。在资料分析中应依据水电站在电网中地位与作用及其运行方式等情况,着重研究电网对主接线的可靠性和灵活性的要求。

2.2.2.2 主变压器的选择

合理选择主变压器的型式、台数、容量,是水电站电气主接线设计的重要内容,其选择结果直接影响到电气主接线的形式和配电装置的结构。选择时应根据水电站的性质、容量、与电力系统联系情况、电压等级、发电机电压及升高电压负荷状况等基础资料,并结合电力系统缘~ 缘年发展规划综合分析。

(员)主变压器容量的选择 主变压器的总容量应保证在正常情况下,能将水电站全部功率送到电网或用户。

对于小型水电站,一般接在发电机电压侧的近区和厂用电负荷很小,有的电站甚至没有近区负荷,此时主变压器的容量可按照所连接的水轮发电机组容量来选择。如果发电机电压侧接有较大的近区负荷,则主变压器的容量可按照发电机电压侧最小负荷时,能将电站所有剩余的有功功率和无功功率送出去进行选择。考虑到电站的近区用电负荷有一个

发展过程,一般难以准确确定。因此,在选择主变压器容量时,要考虑适当留有余地。

(圆)主变压器台数的选择 主变压器台数的选择是电气接线设计中的一个重要问题,它对电站的运行、电气部分的投资及发电机电压侧和升高电压侧的接线形式都有很大的影响,因此必须予以重视。变压器是一个比较可靠的电气设备,发生事故的几率很低,但在电站发、变、送的整个过程中,它又是一个重要的中间环节,一旦发生事故,其严重性和影响都比较大。主变压器台数的选择因素较多,主要取决于该电站在电力系统中的重要性和电站的装机台数。在装机员~猿台的小型水电站中,多数采用员台主变压器,如果电站是系统中的主力电站,为减少因主变压器事故而对系统的影响,则在装机圆~猿台时,也可采用圆台主变压器;在装机源台及其以上的电站中,一般均采用圆台主变压器,这样比较可靠,运行也较灵活,当电站供电负荷很小时,可退出员台主变压器运行,以减少在空载时的电能损耗,在电站装机间隔时间较长时,可先采用员台主变压器,以避免初期主变压器的容量积压。

主变压器台数的选择还应该考虑的一些因素有:

- ①对于水库调节性能较差的电站应避免在汛期满发时,因主变压器事故而造成大量弃水。
- ②在梯级电站中,当其他各级电站电能采用较低电压送至某一电站,再由该电站主变压器升压后集中送出的情况下,该电站主变压器容量相当于整个梯级电站的容量,此时也不宜仅采用员台。
- ③电站主要输电线路的回路数多少,有时对选择主变压器也有一定影响。一般来讲线路发生事故的可能性比变压器大得多,如果在仅有一回主要输电线路的情况中,过分强调变压器的可靠性而设置多台,也是不必要的。

小型水电站中很少设置猿台特别是猿台以上的主变压器。要特别注意,某些电站的装机容量在系统中所占比重并不大,但是机组台数较多,经过论证,确定采用员台主变压器也是可取的。

电站的近区用电变压器普遍仅设置员台。

在主变压器的选择中,对电站升高电压用的变压器应采用升压型。猿缘升压型变压器主抽头电压高于电网额定电压员缘,以抵消输电线路上的电压损失,保证线路受端必要的电压水平。目前,员缘升压型变压器的主抽头电压应高于电网额定电压的缘,这在有的情况中是不够的,可根据电站的实际需要与厂家协商。

猿)电气主接线方案的技术经济比较

为了正确选择电气主接线,一般需要根据动能计算提供的水电站参数和系统提供的有关资料,初步拟定几个接线方案。这些方案在满足基本要求的情况下,允许各方案的技术条件有所差异,然后对参加比较的各个电气主接线进行详细的技术经济比较,最后选定技术上先进,经济上合理,分期过渡方便,便于运行管理维护的最优方案,作为水电站电气部分设计的依据。

(员)技术比较分析 一般从以下几个方面进行:

- ①技术上的选择性。
- ②供电的可靠性,运行的安全和灵活性。
- ③继电保护的简化。
- ④电气设备供应的可能。
- ⑤维护与检修的方便,以及布置的合理性。

我国技术主要还停留在定性的阶段,最近几年也提出了定量的分析方法,特别是在

(猿)确定最佳经济方案 在所比较的方案中,如有一个方案不论其投资或运行费用都比其他方案少,且能够保证必要的供电可靠性及运行的灵活性,即可定为选取的方案。但若其中一方案投资较少,而另一方案的年运行费用较少,由于一次支付和每年的支出不可比较,则采用抵偿年限确定。抵偿年限 $栽$ 可由下式计算:

$$栽 = \frac{在_原 - 在_云}{云_原 - 云_云} \quad (猿猿)$$

式中: $在_原, 云_原$ ——第一方案的投资和年运行费用;

$在_云, 云_云$ ——第二方案的投资和年运行费用。

我国当前规定标准抵偿年限 $栽$ 一般为 $远 \sim 愿$ 年。方案的选择要根据国民经济的方针政策、自然条件等具体条件来确定。 $栽$ 小于 $远$ 年时,通常选用投资大的方案; $栽$ 大于 $愿$ 年,通常选用投资少的方案;若在 $远 \sim 愿$ 年之间,应按工程的性质确定选取的方案。

如技术上的方案数目超过 $圆$ 个时,为了便于比较,常采用年计算支出费用最小的方案,年计算支出费用按下式计算:

$$云_{年} = \frac{在}{栽} + 云_{恒}$$

将各方案的 $云_{年}$ 算出来后,取其中 $云_{年}$ 值最小的一个方案。

主接线技术经济比较可采用列表的方法进行,见表 猿猿。

表 猿猿 主接线技术经济比较计算

项 目		方 案		I	II
		接 线 图			
技 术 比 较	可 靠 性				
	灵 活 性				
	其 他				
经 济 比 较	总 基 建 投 资 $在$				
	年 运 行 费 用 $云$				
抵 偿 年 限 或 计 算 费 用 $栽$ 或 $云_{年}$					
结 论					

源短路电流计算

(员)短路的原因、类型及后果 短路是电力系统中最严重的故障。

电力系统短路是指系统中发生相与相、相与地或中线短接通路(碰在一起)的情况。短路的类型有三相短路(对称短路)、两相短路、单相短路、两相接地短路(不对称短路)等。发生短路的主要原因通常是由于平时对设备维护不周,或设计、安装和检修质量不良而造成电气设备载流部分的绝缘损坏,或设备遭受雷击,或绝缘材料的自然老化和机械损伤(如挖土时损伤电缆),或运行人员带负荷拉刀闸。此外,鸟兽跨接在裸露的载流部分而造成短路,也屡见不鲜。电器设备制造质量问题,油断路器未达到额定遮断容量而爆炸,电压互感器、电流互感器未达到规定的耐压水平而发生绝缘击穿,高压母线的瓷绝缘子因质量差而发生爆炸等造成短路在小水电站也曾有发生。

电力系统发生短路时,由于系统阻抗减少,使短路电流比正常运行时的额定电流大许多倍,同时使电压突然下降。它将产生如下严重后果:很大的短路电流通过设备,使设备过分发热而造成绝缘损坏,甚至烧毁设备;将在导体间产生巨大的机械应力(电动力与短路电流平方成正比),而使导线和设备损坏;由于系统电压突然大幅度下降,将影响到用户设备的正常运行,系统中大部分负荷是异步电动机,其电磁转矩与端电压的平方成正比,当电压下降时,电动机的电磁转矩显著下降,转速随之下降,当电压大幅度下降时,电动机可能被制动,而造成产品报废,设备损坏;当短路发生在距离电站不远而持续时间又较长时,并列运行的发电机可能失去同步,而造成大片地区停电;发生不对称短路时,不平衡电流能产生较大磁通,在邻近的电路内感应出很大的电动势,将对通讯系统产生干扰作用。

(圆)短路计算的目的是任务

- ①选择有足够机械稳定性和热稳定度的电气设备。
- ②合理配置各种继电保护和自动装置,以及正确确定其整定值,为此,应计算各支路电流值及某些节点的电压值。
- ③确定所选择的主接线是否采取限制短路电流的措施。
- ④进行电力系统暂态稳定计算,研究短路对用户工作的影响,以及分析电力系统故障。此外,为分析线路通讯干扰,亦应进行短路计算。

(猿)高压网络短路电流计算条件和步骤

①短路电流计算的一般规定:

计算导体和电器动稳定、热稳定以及电器开断电流所用的短路电流,应按工程的设计规划容量计算,并考虑地区电网的远景发展规划,计算短路电流时,应按可能发生最大短路电流的正常接线方式,而不应按仅在切换过程中可能并列的接线方式。

选择导体和电器用的短路电流,在电气连接网络中,如有同步电动机和调相机应计算其供给的短路电流,如有电容补偿装置应考虑其放电电流的影响。

对供电导体和电器选择用的短路电流,其短路计算点的选择,应以正常接线方式时的短路电流最大为原则。

②短路电流计算的基本假设:

水电站与地区电网的所有电源都在额定出力下运行。

电站所有的发电机电动势的相位角均相同。

对于高压网络,一般只计入所有元件的电抗值,只有计算非周期分量的衰减时间常数时才计入电阻的作用。

变压器的励磁电流略去不计。

假定故障点无阻抗,即发生金属性短路。

计算架空线路和电缆的阻抗时,采用各个电压级的平均电压,计算各短路点电源的平均额定电流时,应取在该点短路时的平均值计。

网络为对称的三相系统。

负荷只作近似估计,并以恒定阻抗来代表。

同步发电机都具有自动调整励磁装置(包括强行励磁)。

③短路电流的计算步骤:

资料收集:收集所设计的水电站电气接线图以及该水电站接入的地区电网网络图,并了解其运行方式。据此,作出短路电流计算用的电气接线图。在接线图中标出各元件参数、规格。

各元件阻抗标么值计算:绘制短路电流计算用的等值电路图,用标么值计算各元件的阻抗值,从所设计水电站算起,各元件电抗值依序编号,并依序填入等值电路图中。

网络简化:在等值电路图上用标么值标出各元件阻抗后,对网络各元件阻抗进行简化合并。

计算短路电流:求出各电源到短路点的转移阻抗后,在以各电源发电机容量归算得出各电源点至短路点的计算电抗;当计算电抗值大于 X_{Σ} 时,则认为是远方短路,短路电流可认为不衰减,可直接求出短路电流标么值;当计算电抗值小于 X_{Σ} 时,则应采用运算曲线分别求出不同时刻短路时各电源点至短路点的短路电流标么值;求出各电源点的平均额定电流(其电压值应取该短路点处的电压平均值),乘以不同时刻短路时短路电流的标么值,即得各电源供给的不同短路时间的短路电流周期分量值;将各电源供给的短路电流值代数相加,即为总的短路电流周期分量值。

④一般须计算以下几种短路电流及短路容量:

一次暂态短路电流 $I_{\Sigma}^{(1)}$,即三相短路电流周期分量第一周期的有效值,用以校验电气设备的断流能力;

从短路开始到 t_{Σ} 时的三相短路电流的有效值 $I_{\Sigma}^{(1)}$,用来校验远处短路电气设备的断流能力;

三相短路电流有效值 $I_{\Sigma}^{(3)}$,用来校验电气设备的热稳定;

三相短路电流第一周期全电流有效值 $I_{\Sigma}^{(3)}$,三相短路冲击电流 $I_{\Sigma}^{(3)}$,用来校验电气设备动稳定;

三相短路容量 $S_{\Sigma}^{(3)}$,即短路开始到 t_{Σ} 时的三相短路容量 $S_{\Sigma}^{(3)}$,用来校验电气设备的断流容量。

水电站主要电气设备的选择和校验

水电站中安装的主要电气设备,按其功能可以分为一次、二次、直流设备,这里主要

对一次设备进行选择。

一次设备指直接与发供电电路相连接的电气设备,主要有:进行能量转换的设备(变压器);接通和断开电路的开关设备(断路器、隔离开关、闸刀、空气开关);限制电流或防止过电压的设备(电抗器、避雷器、消弧线圈、熔断器);变换电气量,反应给保护、监测装置的设备(电压互感器、电流互感器)及连接电路中各电气设备的载流体(母线、电力电缆)。

3. 电气设备选择的原则

(1) 基本要求

高压电气设备选择的基本要求如下:

①应满足正常运行、检修、短路和过电压的各种情况,并考虑远景发展规划和满足初步发电的过渡条件。

②应按当地环境条件校核。

③因地制宜,力求技术先进,经济合理,维护方便。

④同类设备应尽量减少品种。

⑤选用的新产品应有可靠的试验数据,并经正式鉴定合格。在特殊情况下,选用未经正式鉴定的新产品时,应经上级批准。

(2) 电气设备选择所需原始资料

选择设备要了解下列原始资料:

①电气主接线图及发电机、变压器主要参数,各回出线的输送容量及输送距离。

②各不同短路点的短路电流计算成果。

③设备装设地点的气象条件、环境温度、湿度、海拔高度、风速、结冰厚度、空气污秽条件、地震基本烈度等。

④屋外、屋内、装配或成套装置情况。

⑤有关产品的技术数据及使用条件等。

(3) 设备选择的一般条件

(1) 按使用环境选型 选择电气设备应考虑其装设地点和工作环境。屋外配电装置,经常受到风霜雨露、积雪、覆冰、灰尘和周围有害气体等的影响,工作条件比屋内配电装置要差得多,因此电气设备有屋外式和屋内式两种。对于环境特别恶劣,如严重污秽地区、海边、盐湖或积雪覆冰严重的地区,应采用特别绝缘结构的加强型或高一级电压的电气设备。为了适应各种不同的环境条件,电气设备又分为普通型、湿热型、高海拔型、防污型和封闭型等。

(2) 按额定电压选择 电气设备允许的最高工作电压应不小于设备所在回路的最高工作电压。电气设备的允许最高工作电压按厂家规定为设备额定电压的 $1.1 \sim 1.15$ 倍,而回路的工作电压往往上下波动,其值一般不超过电网额定电压的 1.1 倍,即

$$U_{\text{max}} \leq 1.1 U_{\text{N}}$$

式中: U_{N} ——电气设备的额定电压;

U_{max} ——电气设备所在电网的额定电压等级。

(猿)按额定电流 选择

电气设备的长期发热所允许的电流 应不小于其所在回路最大持续的工作电流 即

$$I_{\text{允}} \geq I_{\text{回}} \quad (猿)$$

式中: $I_{\text{允}}$ ——设备长期允许的最大电流;

$I_{\text{回}}$ ——回路长期持续的工作电流(见表 猿)

电气设备的额定电流是指在基准环境温度下,电气设备所能允许长期通过的最大工作电流。此时电气设备的长期发热温升不超过其允许温度。而在实际运行过程中,周围环境温度直接影响了电气设备的发热温度,所以电气设备的额定电流必须经过温度的修正。式(猿)中的长期发热所允许的电流 $I_{\text{允}}$,是指设备额定电流 $I_{\text{额}}$ 在周围环境温度不等于基准环境温度时的修正值,其值按下式修正:

$$I_{\text{允}} = I_{\text{额}} \sqrt{\frac{\theta_{\text{原}} - \theta_{\text{环}}}{\theta_{\text{额}} - \theta_{\text{环}}}} \quad (猿)$$

式中: $\theta_{\text{环}}$ ——周围环境实际温度,益;

$\theta_{\text{额}}$ ——电气设备的长期允许温度,益;

$\theta_{\text{原}}$ ——基准环境温度,益。

猿 水电站电气设备的校验

员)短路电流计算条件

短路电流的热效应和电动力均与短路电流的平方成正比。为了使选择的电气设备安全可靠而又经济合理,并能适应可预见的发展的需要,作为选择电气设备依据的短路电流应按以下条件确定。

表 猿 回路长期持续的工作电流

回路名称	计算工作电流	说 明
发电机	$I_{\text{额}} \sqrt{\frac{\theta_{\text{原}} - \theta_{\text{环}}}{\theta_{\text{额}} - \theta_{\text{环}}}}$	当发电机的冷却温度低于厂家规定值时,允许增大电流,必要时可按每低1益加10%计算
变压器	$I_{\text{额}}$ (倍) 变压器额定电流	①根据在 10kV 以上容量不变 ②带负荷调压变压器应按变压器最大工作电流
	$I_{\text{额}}$ (圆) 圆倍变压器额定电流	若要求承当另一台变压器事故或检修时转移的负荷,则按变压器过载能力确定
馈线回路	$I_{\text{额}} \sqrt{\frac{\theta_{\text{原}} - \theta_{\text{环}}}{\theta_{\text{额}} - \theta_{\text{环}}}}$	应包括线路损耗,且考虑事故时转移过来的负荷
分段断路器	按各种运行方式下可能最大交换功率计算	
单回路出线	线路最大负荷电流	包括线路损耗与事故时转移过来的负荷

短路计算时间 t_{sc} 为继电保护动作时间 t_{pr} 与断路器开断时间 t_{br} 之和,即

$$t_{sc} = t_{pr} + t_{br}$$

其中, t_{pr} 一般取主保护动作时间,主保护有死区的还应取后备保护动作时间和死区短路电流作补充热稳定校验。 t_{br} 包括继电保护装置的启动机构、执行机构和延时机构的动作时间之和。前两项共约 $0.1 \sim 0.2$ s,对晶体管装置取 $0.05 \sim 0.1$ s

t_{br} 为断路器固有分闸时间和熄弧时间之和,对油断路器一般取 $0.1 \sim 0.2$ s

为简便计算,将继电保护装置的启动时间与执行机构的延时以及断路器的开断时间总共取为 $0.2 \sim 0.3$ s,则上式可写为:

$$t_{sc} = t_{pr} + t_{br} \quad (2-10)$$

式中: t_{pr} ——主保护延时机构的整定时间。

计算短路点的选取:在计算电路图中,同电位的各短路点的短路电流值均相等。但通过各支路的短路电流,将随着短路点的不同位置而不同。在校验电器和载流导体时,必须确定出电器和载流导体处于最严重情况的短路点,使设备通过的短路电流校验值为最大。此外,各支路的继电保护整定时间也不相同。

圆) 电气设备的热稳定校验

热稳定校验旨在直接或间接地判断电气设备在短路终止时的温度是否超过其厂家规定的短时发热的允许温度。即

$$I_{sc}^2 t_{sc} \leq I_{th}^2 t_{th}$$

式中: I_{sc} ——电气设备允许热效应, $I_{th} \cdot t_{th}$;

I_{th} ——在时间 t_{th} 内设备允许通过的热稳定电流有效值, I_{th} ;

t_{th} ——设备允许通过的热稳定电流时间, t_{th} ;

$I_{sc}^2 t_{sc}$ ——在短路计算时间 t_{sc} 内短路电流产生的热效应, $I_{sc}^2 t_{sc}$ 。

猿) 电气设备的动稳定校验

动稳定校验旨在判明初选设备是否能经受所在回路的最大短路冲击电流的电动力作用。短路时,电气设备承受的电动力效应决定于冲击短路电流。由于各类设备中电动力的作用是不相同的,校验应针对电动力可能给设备造成损坏的具体情况进行计算,其方法各异。但对于定型电气设备,厂家一般直接或间接给出了产品的动稳定峰值电流 I_{sh} ,因此,动稳定的一般条件为:

$$I_{sh} \leq I_{dm}$$

式中: I_{sh} ——电气设备的额定动稳定电流, I_{sh} ;

I_{dm} ——三相短路冲击短路电流, I_{sh} 。

另外,处于特定回路中的某些设备,其动稳定或热稳定无需进行校验。如采用熔断器保护的载流导体或设备,只要熔断器有足够的灵敏度,便能迅速切断故障电流,无需做热稳定校验。由限流型熔断器或串有限流电阻的熔断器保护的设备还可不作动稳定校验。

各种电气设备的选择校验项目,见表 2-10。

表 7-1 各种电气设备的选择校验项目

设备名称	额定电压	额定电流	额定开断电流或断流容量	动稳定	热稳定	备注
断路器	√	√	√	√	√	
隔离开关	√	√		√	√	
负荷开关	√	√		√	√	
熔断器	√	√	√			还要校验保护特性
成套配电装置	√	√	√			指柜内开关电器
母线及导体		√		√	√	
电缆	√	√			√	
支柱绝缘子	√			√		还要校验正常机械荷载
套管绝缘子	√	√		√	√	
电流互感器	√	√		√	√	
电压互感器	√					

注：“√”表示各种电气设备需要校验的项目。

7.2 绘制电气主接线图

根据电气主接线推荐方案和所选电气设备绘制电站电气主接线图。

7.3 水电站的厂用电设计

水电站的厂用电设计,是水电站电气设计的重要组成部分,厂用电的接线合理与否,直接影响水电站的安全、可靠运行。确定水电站的厂用电接线,必须考虑各种厂用电负荷的特性、运行方式、重要程度、负荷距离等具体情况,以便确定合理的厂用电接线方式,从而确保水电站的安全运行。

7.3.1 厂用电的特点

①水电站的厂用电负荷较小,其负荷容量一般只占全站总装机容量的 1%~3%。而且,厂用电设备一般均为 10kV 及以下低压设备。

②水电站的厂用电负荷一般约有 10%~20% 的容量不经常运转,只有少数负荷经常运行,且其中大部分负荷是间歇运行的。因为同时率及负荷率均较低,所以最大负荷年利用小时数也较少。

③水电站的厂用电设备一般比较简单,因而厂用电接线也可相应地简化。

④水电站的厂用负荷不但与水电站的容量有关,而且与水电站的枢纽布置、机组型式以及水头大小有关。如低水头电站,厂房尺寸大,则需较大容量排水泵,因而厂用电负荷较大。

⑤水电站不同运行方式对厂用电负荷有影响。例如,当水电站担负系统尖峰负荷时,机组开、停机频繁,运行方式多变。当机组停机时,为了保证厂用电供电连续可靠,要求有外来厂用电源。外来厂用电源通过主变压器反馈供电给厂用电负荷,或在主变压器高压侧接入厂用变压器。

⑥水电站的厂用电设备易于实现较高水平的自动控制。

2. 厂用电负荷

1) 厂用电负荷的分类

为了正确统计厂用电负荷大小,以便合理地确定水电站厂用电接线的供电方式以及选择厂用电变压器的容量和台数,需对厂用电负荷进行分类。水电站的厂用电负荷可以按照其用途、重要程度、运行方式、是否需要自动启动等进行分类。

(1) 按厂用电负荷的用途分类

①直接为机组服务的机组自用电。主要包括机组调速和润滑用油泵、机组技术供水泵、空气压缩机、采用可控硅励磁方式的整流装置冷却风扇、发电机变压器单元接线中变压器的冷却风扇、单元引水方式的电动闸阀或蝶阀等的用电。

②全厂公用电。主要包括水泵装置、油处理装置、通风机、接在发电机电厂母线上主变压器的冷却风扇、直流电源、照明、电热、主机房的吊车、水工建筑物的启闭机以及电气和机械的实验检修设备等的用电。

(2) 按重要程度分类 各种厂用电负荷的重要程度是不相同的,根据厂用电负荷在电站生产过程中的作用和允许停电的时间可以分成三类:

① I类负荷。这类负荷只允许瞬时中断电源,除机组润滑系统用电动机及可控硅励磁整流装置用冷风扇的允许中断时间仅为电源切换时间外,其他负荷允许中断电源时间一般不超过 10s,时间过长将破坏电站的正常运行,甚至损坏某些电气设备,如变压器冷却风扇、压油装置油泵、发电机的冷却水泵等。

② II类负荷。允许停电几十分钟,可以在配电盘上进行电源操作切换工作。这类负荷停止工作不会使电站正常运行受到损害。属于此类负荷的有硅整流装置、压油装置用空压机、主机房、渗漏排水泵以及照明设备等。

③ III类负荷。允许较长时间停电。此类负荷长时间停止工作不会直接影响电站运行,如机修厂、油处理室等负荷。

对 I类负荷的供电必须保证可靠,当厂用电源故障后恢复供电时,应能自启动。其他类型负荷则不需要自启动。

(3) 按运行方式分类 水电站厂用电负荷中大部分是经常不运转的,少数经常运转的负荷中大多数也是断续运转的,可分为:

- ①经常连续运行负荷。
- ②经常断续或短时运行负荷。
- ③不经常连续运行负荷。
- ④不经常断续或短时运行负荷。

上述“经常”与“不经常”是指使用机会,如仅供检修用的负荷即为不经常的。“连续”、“断续”、“短时”是指时间的长短,连续是指每次运转 10min 以上;短时是指每次运转

员台~~台~~~圆澡;断续是指从启动到停止周期性运转,每个周期不超过员台~~台~~

圆)厂用电负荷的统计原则

厂用电最大负荷的出现与水电站所处地理位置、电站型式及运行方式等因素有关。如电站位于寒冷地区,则电气采暖与电热(包括闸门、拦污栅的电热)负荷较大;电站位于夏季炎热地区则降温通风负荷较大,此时出现厂用电最大负荷的可能性就较多。此外则主要取决于电站内机组的运行及检修情况,一般考虑电站全部机组运行和员台机组大修其余机组运行圆种情况,后者出现最大负荷的可能性较多。

为便于厂用电负荷的统计分析,可采用列表的方法,将所统计的负荷逐一填入。

厂用电负荷应该计入计算负荷的,可按下述原则统计:

- ①短时且不经常运行或断续且不经常运行的负荷,可不计入计算负荷内。
- ②连续而不经常运行的负荷(如检修排水泵)应计入计算负荷内。
- ③互为备用的用电设备,只计入同时运行的用电设备台数。

具体用电设备负荷的统计如下:

~~调速~~调速用压油油泵。一般每台机组均有圆台,员台工作,员台备用。工作油泵经常连续运行,在电站装机员~猿台时,考虑员台计入计算负荷,装机源~远台时,考虑圆台。

~~漏~~漏油泵。小型水电站一般全站装设员~圆台,经常断续运行,考虑员台计入计算负荷,低水头水电站一般每台机组设置圆台,互为备用,计入计算负荷台数与机组台数相同。

~~注~~注变压器冷却风扇。风扇电动机经常连续运行,一般全部计入计算负荷。

~~组~~机组技术供水泵。小型水电站的供水方式有设供水池及不设供水池圆种,一般均采用圆台水泵互为备用。前一种方式供水泵经常断续运行,后一种方式是经常连续运行,它们均考虑员台计入计算负荷。

~~水~~水轮机上盖排水泵。仅在低水头机组中采用,每台机组均设圆台互为备用,经常连续运行,计入计算负荷台数与机组台数相同。

~~机~~机组轴承润滑油泵。采用这种润滑方式的每台机组均设有圆台油泵互为备用,经常连续运行,计入计算负荷的台数与机组台数相同。

~~蝶~~蝶阀压油装置油泵。小型水电站一般全站合用员套蝶阀压油装置,采用圆台油泵互为备用,经常断续运行,考虑员台计入计算负荷。

~~空~~空气压缩机。机组调速压油装置用的高压空气压缩机一般均装设圆台互为备用,经常断续运行,考虑员台计入计算负荷。机组调相时,低压压气机可能圆台同时运转,在计入计算负荷时仅考虑员台。

~~排~~排水泵。检修排水泵一般设置圆台,当机组检修排尾水管中积水时,圆台同时连续运行,统计员台机组检修、其余机组运行时,均应计入计算负荷。厂房渗漏排水泵一般设有圆台,互为备用,经常断续运行,考虑员台计入计算负荷。

~~充~~充电机与浮充电机(或硅整流装置)。小型水电站中充电与浮充电源往往合用员套,充电工作状态虽属不经常连续运行,但使用机会很少,可不计入计算负荷。浮充工作状态属于经常连续运行,应计入计算负荷。

~~注~~注机房桥式起重机虽属于不经常断续运行,但机组检修期间使用频繁,一般以副钩加小车或大车负荷,取其大者计入计算负荷。

~~电~~电热与通风机。电热与通过风机负荷,一般不考虑同时运行,除地下式、坝内式电站厂房

通风机及蓄电池室通风机需考虑全年运行外,厂房内其他换气降温的通风机一般在夏季运行,取暖保温用电热均在冬季投入。因此统计计算负荷时,可根据夏季或冬季的不同情况进行考虑。

自照明。照明负荷较为分散,一般厂内照明可取其装置容量的 $0.7 \sim 0.8$ (地下或坝内式电站可取较大数值),厂外照明可取其装置容量的 $0.7 \sim 0.8$ 计入计算负荷。

厂用电的接线方式

厂用电接线的一般要求

厂用电接线的一般要求如下:

- ① 厂用电接线应尽量简单、清晰。
- ② 保证重要负荷供电可靠,供电的间断时间不超过允许值。
- ③ 保证厂用电设备各级保护动作的选择性。
- ④ 在厂用分段母线上,一般应使负荷均匀分布在两段母线上。
- ⑤ 应尽量使负荷的供电线路最短,以节省电缆(或导线),减少损耗,便于运行管理。如在负荷较集中处设立分盘或配电箱,分散的负荷尽量接至就近的分盘等。
- ⑥ 考虑机组安装程序,应适应分期过渡要求。
- ⑦ 厂用变压器的高压侧一般采用高压熔断器作为短路的保护。
- ⑧ 操作维护方便,经济上合理。

厂用电接线

厂用电接线包括厂用电源引接及厂用负荷连接两部分:

① 厂用电源引接方式主要根据发电机电压侧接线,电站在系统中运行方式(即是否有可能经常、部分或全部停机),升高电压侧电压以及电站是否能方便地从地区电网取得电源而定。当电站有发电机电压母线时,厂用电源首先考虑从母线上取得,如为发电机野变压器组单元接线,厂用电源可从发电机回路的分支线取得。

具体引接方式可参考相关手册。

② 各种厂用电负荷连接方式的特点及适用范围参考相关手册。

厂用电设计的内容与步骤

在初步设计阶段,主要考虑厂用电源取得方式,并在水电站电气主接线图中示出厂用变压器容量和台数及其引接方式等。

① 根据水电站电气主接线的接线方式及厂用电负荷的具体情况,选择厂用电变压器台数,并合理确定厂用电电源引接方式。

② 对厂用电负荷进行粗略统计,若缺乏负荷资料,可参照相近水电站的资料作初步估计。初步估算全厂可能出现的最大厂用电负荷,选定厂用电变压器容量及台数。

③ 根据全厂厂用电负荷的分类及厂用电负荷分布地点等具体情况,初步选用低压配电屏(箱)的型号及数量。然后根据厂房布置图、厂用电负荷分布图,粗略提出动力电缆截面及长度,作为初步设计工程概算的参考资料。

厂用电电气设备的布置设计

在初步设计阶段,一般不进行此项工作。若读者确有需要可参考相关手册。

水轮机调节及辅助设备系统设计

摇摇

愿愿水轮机调速器的选择设计

愿愿水轮机调速系统的任务和特点

水轮机调速系统的基本任务是使水轮发电机组稳定地以额定转速运行,在机组负荷变化和其他外界干扰情况下,保证机组的转速和管道压力上升不超过一定的范围,并能迅速地稳定于新工况,从而保证发电机输出的交流电频率满足用电设备的要求。

此外,调速系统还具有下列功能:

①对机组进行正常操作:包括机组的开停机、增减负荷、发电、调相等各种工况的相互切换。

②保证机组的安全运行:在各种事故情况下,当机组甩掉全部负荷后,调速系统应该能迅速地使机组稳定在空载转速,或者根据指令信号,可靠地紧急停机。在甩负荷或紧急停机的过程中,调速系统应该能按整定的停机速度关闭导叶,保证机组的转速上升值和引水系统的压力上升值不超过允许值。

③实现机组的经济运行:按要求能自动地分配机组间的负荷,使机组运行于高效率区,根据需要按水头或按流量进行自动调节。

愿选摇水轮机调速器型式及工作容量的选择

员) 调速器型式的选择

水轮机调速器型式的选择一般应满足以下 圆点要求 :

① 当电站和机组容量较大 , 在系统中担任调频任务时 , 或者当单机带孤立负荷的运行方式 , 且对电能的品质要求较高时 , 或者在系统中有较大的冲击负荷时 , 应选用调节品质好、自动化程度高的电气液压调速器。当电站和机组容量较小 , 在系统中地位不重要 , 经常担任基荷时 , 可选用机械液压调速器。

② 选择调速器时应考虑到调速器某些环节对电站其他设备的要求和影响 , 如不同的测速方式影响到是否需要永磁机 , 推力器位移的传递方式影响到调速设备的布置等。

圆) 调速器的工作容量的选择

① 选择调速器的工作容量时 , 应留有适当的余量以保证机组可靠地开关导叶 , 关机时间应能满足调节保证计算的要求。

大、中型调速器的工作容量可根据水轮机所需的接力器容量来选择。

大、中型反击式水轮机所需的接力器容量可按下式进行估算 :

$$\text{粤越}(\text{圆园} \sim \text{圆缘}) \text{匝} \sqrt{\frac{\text{匀} \cdot \text{阅}}{\text{阅}}} \quad (\text{愿选})$$

式中 : 粤——接力器容量 , 皂 ;

匀——最大水头 , 皂 ;

匝——最大水头下发额定出力时的体积流量 , 皂^圆/皂 ;

阅——转轮直径 , 皂 ;

② 配压阀的直径选择 :

接力器直径 :

$$\text{凿越} \frac{\text{阅}}{\text{阅}} \sqrt{\frac{\text{匀} \cdot \text{阅}}{\text{阅}}}$$

接力器的最大行程 :

$$\text{杂越}(\text{员源} \sim \text{员愿}) \frac{\text{凿}}{\text{凿}}$$

双直缸接力器的总容积为 :

$$\text{灾越} \frac{\text{猿} \cdot \text{凿} \cdot \text{杂}}{\text{圆}}$$

初选主配压阀直径为 :

$$\text{凿越} \sqrt{\frac{\text{源} \cdot \text{灾}}{\text{猿} \cdot \text{源} \cdot \text{凿}}}$$

式中 : 凿——管路中的流速 , 一般取 源皂/皂 ;

计算后的 凿值应选取标准值。

愿选摇确定调速器调节规律

理论分析与实践都证明 : 对同样的调节系统采用 孕圆调节规律时 , 调节系统的过渡过程的品质指标比采用 孕圆调节规律时的过渡过程品质指标有明显的提高 , 并且其负荷调

表 愿 摇 机组甩全负荷时有压过水系统允许的最大压力上升率

电站设计水头 H	约 0.05	源 $0.05 \sim 0.1$	跃 0.1
蜗壳允许最大压力上升率 ξ	约 $0.05 \sim 0.1$	源 $0.05 \sim 0.1$	约 0.05

愿 摇 调节保证计算的步骤

员 计算基本数据

基本数据包括水电站的布置形式,压力管道、蜗壳和尾水管的尺寸,水头,机组台数,水轮机流量,水轮机出力,水轮机型号及其特性曲线,额定转速,飞轮力矩等。

圆 计算设计水头、最大水头下额定出力时压力引水系统的 $\sum \Delta p$

根据基本数据计算不同水头下压力管道的 $\sum \Delta p$,蜗壳的 $\sum \Delta p$,尾水管的 $\sum \Delta p$

$$\sum \Delta p > \sum \Delta p_{\text{管}} + \sum \Delta p_{\text{蜗}} + \sum \Delta p_{\text{尾}}$$

摇 若为长有压引水管道系统,有时蜗壳的 $\sum \Delta p$,尾水管的 $\sum \Delta p$ 可以忽略。

计算平均流速:

$$v = \frac{\sum \Delta p}{\sum L}$$

猿 假定导叶的直线关闭时间 $t_{\text{关}}$ 或关闭规律

导叶的直线关闭时间 $t_{\text{关}}$ 一般取 $0.5 \sim 1.0$ 秒,对大容量机组可取 $1 \sim 2$ 秒

导叶的直线关闭时间 $t_{\text{关}}$ 通常是按设计水头下机组甩全负荷时的工况来确定的,对于最大水头机组甩全负荷时的关闭时间由下式计算:

$$t_{\text{关}} > \frac{H_{\text{max}}}{g \cdot H_{\text{设}}} \quad (\text{愿 愿})$$

式中: H_{max} , $H_{\text{设}}$ ——最大水头和设计水头下带额定负荷时导叶的开度。

源 水击压力上升计算

(员) 管段水击波速的计算

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{K}{E} \frac{D}{\delta}}} \quad (\text{愿 愿})$$

式中: K ——水弹性系数,一般为 $0.001 \sim 0.002$ 吨/厘米²;

E ——管壁材料的弹性系数,对于钢 $E > 2.1 \times 10^6$ 吨/厘米²;

D ——管道直径,厘米;

δ ——管道厚度,厘米;

c_0 ——声波在水中的传播速度,一般为 1435 米/秒

复杂管路的水击波速可由下式计算:

$$\sigma = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{v_{wi}}{c_{wi}}}{\sum_{i=1}^n \frac{v_{wi}}{c_{wi}}}$$

式中： v_{wi} ——第 i 段管段的水击波速。

(圆) 压力管道水力损失计算根据引水系统的布置, 分别计算设计水头和最大水头下沿程摩擦损失、局部阻力损失, 由此得到设计水头和最大水头的水力损失 ΔH_{f1} , ΔH_{f2} 。因此各水头下的静水头为:

$$H_{s1} = H_{s0} - \Delta H_{f1}$$

(猿) 管道特征系数计算

$$\sigma = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{v_{wi}}{c_{wi}}}{\sum_{i=1}^n \frac{v_{wi}}{c_{wi}}}$$

判断水击类型一般高水头电站可能出现首相水击, 而低水头电站则可能发生末相水击。可由管道特征系数 σ , 导叶起始相对开度 τ_0 ($\tau_0 > 0$) 在水击分类图上查找。

(缘) 最大压力上升计算

末相水击:

$$\xi_{\text{末}} = \frac{\sigma}{\tau_0} (\sqrt{\sigma^2 + \tau_0^2} - \sigma)$$

首相水击:

$$\xi_{\text{首}} = \frac{\tau_0}{\sigma + \sqrt{\sigma^2 + \tau_0^2}}$$

若为编程计算, 也可不判断水击类型, 将 $\xi_{\text{首}}$ 和 $\xi_{\text{末}}$ 都算出后取大者。

计算出的 ξ 还要进行修正: $\xi_{\text{首}} > 0.5$ 或 $\xi_{\text{末}} > 0.5$, 其中对混流式水轮机取 $\xi_{\text{首}} = 0.4$, 对轴流水轮机取 $\xi_{\text{首}} = 0.3$ 。

(远) 水击计算

压力水管末端最大压力升高:

$$\xi_{\text{末}} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{v_{wi}}{c_{wi}}}{\sum_{i=1}^n \frac{v_{wi}}{c_{wi}}} \Delta H_{f1} + \xi_{\text{末}} \Delta H_{f2}$$

蜗壳末端最大压力升高:

$$\xi_{\text{蜗}} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{v_{wi}}{c_{wi}} + \sum_{i=1}^n \frac{v_{wi}}{c_{wi}}}{\sum_{i=1}^n \frac{v_{wi}}{c_{wi}}} \Delta H_{f1} + \xi_{\text{蜗}} \Delta H_{f2}$$

尾水管最大压力降低:

$$\eta_{\text{尾}} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{v_{wi}}{c_{wi}}}{\sum_{i=1}^n \frac{v_{wi}}{c_{wi}}} \Delta H_{f1} + \eta_{\text{尾}} \Delta H_{f2}$$

尾水管最大真空度:

$$H_{\text{vac}} = H_{\text{vac0}} - \eta_{\text{尾}} \Delta H_{f2}$$

摇摇匀为吸出高度 $\frac{\Delta H_{\text{吸}}}{\omega_{\text{原}}}$ 和 $\Delta H_{\text{匀}}$ 应为同一时间的最大值总和,近似计算时可取开始关闭时尾水管进口流速水头的一半(即 $\frac{\Delta H_{\text{源}}}{2}$) 和 $\Delta H_{\text{匀}}$ 进行组合。

缘最大转速上升计算或确定机组飞轮力矩 $M_{\text{原}}^{\text{原}}$

我们常用近似公式来求取最大转速上升:

$$\beta_{\text{越}} \sqrt{\frac{(\omega_{\text{原}} \text{ 垣 } \omega_{\text{越}}) \text{ 枣 } \omega_{\text{原}}}{\omega_{\text{原}}}}$$

其中, $\omega_{\text{越}} = \frac{\omega_{\text{原}}}{\omega_{\text{原}}}$ 或 $\omega_{\text{越}} = \frac{\omega_{\text{原}}}{\omega_{\text{原}}}$, (两式 $M_{\text{原}}^{\text{原}}$ 的单位不同,前者为 $\text{吨} \cdot \text{皂}^{\text{原}}$,后者为

$\text{吨} \cdot \text{皂}^{\text{原}}$); $\omega_{\text{越}} = \omega_{\text{原}} \text{ 垣 } \omega_{\text{越}} \text{ 枣 } \omega_{\text{原}} \sigma$ (其中 $\sigma_{\text{越}} = \frac{\sum \omega_{\text{原}}}{\omega_{\text{原}}}$); $\omega_{\text{越}} = \frac{\omega_{\text{原}}}{\omega_{\text{原}}}$ (其中, $\omega_{\text{越}} = \frac{\beta_{\text{则}}}{\omega_{\text{原}}}$)

$$\frac{\omega_{\text{越}}}{\omega_{\text{原}}}, \beta_{\text{则}}_{\text{越}} \sqrt{\frac{(\omega_{\text{原}} \text{ 垣 } \omega_{\text{越}}) \text{ 枣 } \omega_{\text{原}}}{\omega_{\text{原}}}}$$

式中: $\omega_{\text{越}}$ ——调节迟滞时间, 泽

$\omega_{\text{越}}$ ——调速器不动时间, 一般取 $\omega_{\text{原}} \sim \omega_{\text{原}} \text{ 枣 } \omega_{\text{原}}$

$\omega_{\text{越}}$ ——由电站在系统中的地位而定, 一般为 $\omega_{\text{原}} \sim \omega_{\text{原}}$;

$\omega_{\text{越}}$ ——水击修正系数;

$\omega_{\text{越}}$ ——水轮机飞逸特性影响机组升速时间系数;

$\omega_{\text{越}}$ ——甩负荷前单位转速, $\omega_{\text{越}} = \frac{\omega_{\text{原}}}{\omega_{\text{原}}}$;

$\omega_{\text{越}}$ ——单位飞逸转速, $\omega_{\text{越}} = \frac{\omega_{\text{原}}}{\omega_{\text{原}}}$

单位飞逸转速可从飞逸特性曲线上查取, $\omega_{\text{越}}$ 和 $\omega_{\text{越}}$ 在贯式水轮机由甩负荷前导叶开度从飞逸特性曲线上即可查取, 对于在在式水轮机除导叶开度外, 还取决于桨叶的转角 φ :

$$\varphi_{\text{越}} \varphi_{\text{原}} \frac{\omega_{\text{越}}}{\omega_{\text{原}}} \quad (\text{愿})$$

式中: $\varphi_{\text{原}}$ ——甩负荷前桨叶的初始转角;

θ ——桨叶最大转角范围, 即初始转角到最小转角的范围;

$\omega_{\text{越}}$ ——桨叶关闭时间, 一般 $\omega_{\text{越}} = \omega_{\text{原}} \sim \omega_{\text{原}}$

式(愿)、式(愿)主要适用于 $\sigma \approx \omega_{\text{原}}$, $\beta \approx \omega_{\text{原}}$ 的情况, 在绝大多数时候都能适用, 但得到的值还要进行修正:

$$\beta_{\text{越}} \text{ 越 } (\omega_{\text{原}} \sim \omega_{\text{原}}) \beta$$

有时在小容量卧式机组中, 我们可先给定所要求的 β 值, 由上式来反求机组飞轮力矩 $M_{\text{原}}^{\text{原}}$ 。

需要说明的是: 将水击压力上升、最大转速上升和所选标准比较, 若不满足要求, 重新假设导叶的直线关闭时间 $\omega_{\text{越}}$, 再计算, 直到满足要求为止。

远结论

一般情况下, 最大水击压力上升发生在最大水头下, 最大转速上升发生在设计水头下, 并以设计水头下的导叶的直线关闭时间 $\omega_{\text{越}}$ 作为调节保证计算的结果, 并给出此时的

最大水击压力值和最大转速上升值。

若无论怎样调节参数,水击压力上升和转速上升都不能满足调节保证计算的标准要求,这时需要考虑采取其他措施来减小水击压力和转速上升。如设置调压室、增加机组飞轮力矩、改变导叶关闭规律等。

混流式水轮机油系统的设计

混流式水轮机油系统的作用和任务

水电站的油系统,分为透平油系统和绝缘油系统两部分。对大中型水电站,这两个系统应该分开设置。透平油的作用是润滑、散热和液压操作,绝缘油的作用是绝缘、散热和消弧。油系统由油泵、油罐、油净化设备、吸附设备、管网和控制元件等组成,用来完成接受新油、储备净油、向设备充油、添油和油的净化处理及化验等工作。油系统的设计任务是,根据电站的规模、特点,对所服务的用油设备进行油量计算、选配油处理及化验设备,绘制控制系统原理图并进行设备布置和管网计算。油系统的设计应满足电站用油设备经济、安全运行的需要。

混流式水轮机油的种类及用油对象的确定

润滑油分为透平油、机械油、压缩机油和润滑脂;绝缘油分为变压器油、开关油和电缆油。

①透平油有:透平油-100,透平油-150,透平油-200,透平油-250,其牌号表示油温在40℃时的运动粘度的平均值,其用途是供机组各轴承润滑及液压操作(包括调速系统、主阀、液压操作阀等)。

②机械油有:机械油-100,机械油-150,机械油-200,供电动机、水泵轴承和起重机润滑用。

③压缩机油有:压缩机油-100,压缩机油-150,供空气压缩机润滑用。

④润滑脂(黄油):供滚动轴承润滑用。

⑤变压器油有:变压器油-100,变压器油-150,变压器油-200,其牌号表示油的凝固点,供变压器、电抗器及电流互感器、电压互感器用。

⑥开关油有:开关油-100,其牌号表示油的凝固点(为负值),供断路器用。

⑦电缆油有:电缆油-100,电缆油-150,电缆油-200,其牌号表示电压等级,单位为kV,供电缆用。

电站根据实际情况确定用油的对象及用油的多少,如轴承用油,调速器用油、主阀用油等。

混流式水轮机用油量的估算

1) 机组用油量

机组用油量以制造厂所提供的资料为准。在未获得制造厂资料时,可按以下步骤进行计算。

(丙) 推力轴承及导轴承的用电量 充油这部分充油量可按推力轴承和导轴承单位千瓦损耗来计算：

$$Q_{\text{推}} = \frac{P_{\text{推}}}{\eta_{\text{推}}} \quad (10-10)$$

式中： $Q_{\text{推}}$ ——推力轴承和导轴承的用电量， kWh ；

$P_{\text{推}}$ ——推力轴承损耗，即 $P_{\text{推}} = \frac{F_{\text{推}} \cdot v_{\text{推}}}{\eta_{\text{推}}}$ ， kW 。其中， $F_{\text{推}}$ 为推力轴承负荷（转动部分加上轴向水推力）， $v_{\text{推}}$ 为机组额定转速， $\eta_{\text{推}}$ 为系数，取决于推力瓦上的单位压力 p 和发电机结构型式有关，可查相关曲线；

$Q_{\text{导}}$ ——导轴承损耗， kWh 。即 $Q_{\text{导}} = \frac{P_{\text{导}}}{\eta_{\text{导}}}$ ，其中， $P_{\text{导}} = \frac{F_{\text{导}} \cdot v_{\text{导}}}{\eta_{\text{导}}}$ ， $F_{\text{导}}$ 为轴与油瓦的接

触面积， $F_{\text{导}} = \frac{\pi d_{\text{轴}} h_{\text{瓦}}}{4}$ ， $d_{\text{轴}}$ 为主轴直径， $h_{\text{瓦}}$ 为轴瓦高度，

一般取 $h_{\text{瓦}} = (0.05 \sim 0.08) d_{\text{轴}}$ ； $v_{\text{导}}$ 为主轴圆周速度， $v_{\text{导}} = \frac{\pi d_{\text{轴}} n}{60}$ ， δ 为轴瓦间隙，一般

取 $\delta = (0.05 \sim 0.1) \text{mm}$ ； λ 为油的动力粘性系数，在 $30 \sim 40^\circ\text{C}$ 时， $\lambda = (0.03 \sim 0.04) \text{Pa}\cdot\text{s}$ ；

$Q_{\text{总}}$ ——轴承单位千瓦损耗所需的油量， kWh/kW ，按表 10-10 选取。

表 10-10 轴承单位千瓦损耗所需的油量

轴承结构	轴承单位千瓦损耗所需的油量 $Q_{\text{推}} \cdot Q_{\text{导}} / P_{\text{推}}$
一般结构的推力轴承和导轴承	0.05 ~ 0.08
组合结构(推力轴承和导轴承同一油槽)	0.03 ~ 0.05
外加泵或镜板泵外循环推力轴承	0.01 ~ 0.02

(丁) 调速系统用电量 充油调速系统用电量包括油压装置、导水机构接力器和转桨式水轮机叶片的接力器的充油量，以及管道的充油量等。充油量可以由以下方法求得：

油压装置和带油压装置的中小型调速器用电量以及导水机构接力器用电量，见表 10-11

表 10-11 调速器用电量

部分油压装置的充油量 $Q_{\text{油}}$					
型 号	充油量		型 号	充油量	
	压力油箱	回油箱		压力油箱	回油箱
再 1-1	0.05	0.05	再 1-1	0.05	0.05
再 1-2	0.05	0.05	再 1-2	0.05	0.05
再 1-3	0.05	0.05	再 1-3	0.05	0.05
再 1-4	0.05	0.05	再 1-4	0.05	0.05
再 1-5	0.05	0.05	再 1-5	0.05	0.05
再 1-6	0.05	0.05	再 1-6	0.05	0.05

续表摇摇摇摇摇摇

部分中小型调速器的充油量 转 ^猿										
型摇号	悦栽—源园	再栽—员园园园	再栽—远园园	再栽—员园园园						
充油量	员源员	园源园	园源	园源员						
导水机构接力器用油量 转 ^猿										
接力器直径 转皂	猿园	猿园	猿猿	源园	源园	缘园	缘园	远园	远园	
圆只接力器 充油量	园源源	园源苑	园源怨	园源员	园源缘	园源园	园源缘	园源缘	园源缘	园源缘

转桨式水轮机转轮接力器的充油量：

$$灾_{转} > \frac{\pi \text{转}^2 \text{杂}}{4 \text{源}} \quad (\text{愿源})$$

式中：转——转轮接力器的直径，转(园猿~园源缘)阅，皂；
 阅——水轮机转轮直径，皂；
 杂——转轮接力器活塞行程，皂(杂越(园源园~园源远)转，小系数用在转轮直径大于缘皂的水轮机)。

受油器的充油量约等于转轮接力器充油量的园缘。

转轮接力器和受油器的充油量，也可查表愿源操作油压为园缘配转。

表愿源摇摇转轮接力器和受油器的充油量

转轮直径 阅 _转	园缘	猿园	猿猿	源园	缘缘
接力器和受油器的充油量 转 ^猿	员源缘	员源缘	园源缘	猿源园	缘源园

冲击式水轮机喷针接力器用油量：

$$灾_{转} > \frac{\text{孕} \text{粤}}{4 \text{皂}}, \text{摇摇粤越在} \left(\frac{\text{转} \text{匀}}{\text{远园}} \right) \quad (\text{愿源})$$

式中：孕——油压装置最低油压，孕转(员噪转~愿噪转)；
 在——喷嘴数；
 转——射流直径，皂；
 匀——电站最大水头，皂

(猿)进水阀接力器的用油量 灾_转

表愿源摇摇进水阀接力器的用油量

进水阀型式	蝶摇阀						球摇阀	
	员源缘	园源园	园源园	园源园	猿源园	源源园	员源	员源
接力器用油量 转 ^猿	园源员	园源怨	园源怨	园源源	园源员	园源源	园源园	园源怨

(圆)管网充油量 灾

按设备用油量的缘缘考虑。

(猿)系统用油量计算

(员)运行用油量(设备充油量)灾指员台机组润滑油用油量、调速器的充油量及进

水阀接力器的充油量和管道充油量之和。

$$V_{\text{越}} = V_{\text{灾}} + V_{\text{垣}} + V_{\text{灾}} + V_{\text{垣}} + V_{\text{灾}}$$

摇摇(圆)事故备用油量 灾摇以最大员台设备充油量的员园缘计算,员园缘是考虑油的蒸发、漏损和取样等裕量。

$$V_{\text{灾}} = V_{\text{越}} - V_{\text{垣}}$$

摇摇(猿)补充备用油量 灾摇设备在运行中油的损耗需要补充,通常只考虑源缘的添油量。

$$V_{\text{灾}} = \frac{V_{\text{源}}}{\text{缘}} \quad (\text{愿})$$

式中:葬——设备在员年中需要补充油量的体积分数,转桨式机组葬取员缘~园缘,其他机组一般取缘~员园,变压器取缘。

愿缘 摇油系统设备的选择

员) 储油设备的选择

(员)净油槽摇储备净油以便机组或电器设备换油时使用,容积为员台机组充油量的员园缘加上全部运行设备的源缘的补充油量。

$$V_{\text{净}} = V_{\text{越}} + V_{\text{垣}} \sum V_{\text{灾}}$$

摇摇(圆)运行油槽摇用于接受新油及检修时设备排油或油的净化处理。透平油和绝缘油的运行油容量与净油槽相等。为了使运行油净化方便,提高效率,最好设置圆个运行油槽。每个运行油槽容量为总容量的员园,小型水电站可只设员个运行油槽。

$$V_{\text{净}} = V_{\text{越}} + V_{\text{垣}}$$

摇摇(猿)中间油槽摇对于透平油系统,当油库设在厂外时,为便于检修,可在厂内设置中间油槽,其容积为机组最大用油部件的用油量。

(源)事故排油池摇接受事故时排油用,设在油库底层或其他合适的位置,其容积为油槽容积之和。

(缘)重力加油箱摇设在厂内较高处,用以存储净油,作为设备自流补充添油的装置,其容积一般取园缘~员缘,当容积过大,机组台数在源台以上时可设圆个。转桨式机组漏油量较大,添油频繁,可设重力加油箱,其他机组一般不设重力加油箱。

圆) 净化设备的选择

(员)滤油机的选择摇净化设备通常有压力滤油机、真空滤油机。其选择包括二者的生产率和数量的选择,压力滤油机和真空滤油机的生产率是按照在愿澡内能净化员台机组的用油量或园澡内能净化最大员台变压器的用油量来确定的。

$$Q_{\text{越}} = \frac{V_{\text{越}}}{\text{贼}} \quad (\text{愿})$$

式中:灾——最大员台机组的充油量,皂;

贼——滤油时间,透平油取愿澡,绝缘油取园澡

考虑到压力滤油机更换滤油纸所需的时间,所以在计算时,将其额定生产率降低猿缘,则:

$$Q_{\text{越}} = \frac{V_{\text{越}}}{\text{贼} \cdot 0.7}$$

摇根据计算,由 匝_越从产品目录中选取压力滤油机和真空滤油机型号。

净化设备的数量,一般应分别选用 员台压力滤油机和 员台真空滤油机,以及 员台滤纸烘箱。对于小型水电站一般只设 员台移动式压力滤油机。

(圆)油泵的选择摇油泵是输油设备,在接受新油,设备充油,排油和净化时使用。其容量应以保证在 源澡内充满 员台机组或 远~愿澡充满 员台变压器的用油量计算。

$$\text{匝越} = \frac{\text{灾} \cdot \text{贼}}{\text{贼}} \quad (\text{愿瑶园})$$

式中:灾_越——最大 员台设备的充油量,皂^贼;

贼——充油时间,透平油取 源澡,变压器油取 远~愿澡

油泵的扬程应能克服设备之间的高程差和管路损失,根据 匝_匀在泵产品目录中选取。一般用 圆台, 员台移动式油泵,用于接受新油和排除污油, 员台固定式油泵用于供设备充油时用。小型水电站可考虑只设置 员台移动式油泵。

(猿)管径、管材的选择

①按经验选取:压力油干管,取 凿_越越_越~ 远缘皂;排油干管,取 凿_越越_越~ 员园皂

②按经济流速计算:

$$\text{凿越} = \sqrt{\frac{\text{源匝}}{\pi \text{增}}} \quad (\text{愿瑶员})$$

式中:凿——油管直径,皂;

匝——油管内的流量,皂^贼贼;

增——油管中的流速,与油的运动粘度有关,按表 愿瑶选取。

表 愿瑶 摇油管中的流速 增

单位:皂贼

油的粘度 耘	员~圆	圆~源	源~员园	员园~圆园	圆园~远园	远园~员园园
自流及吸油管	员猿	员猿	员圆	员猿	员圆	园愿
压力油管	圆猿	圆圆	员猿	员圆	员猿	员圆

计算后要就近取标准管径,管道系列有:员缘,圆园,圆缘,猿园,源园,缘园,远缘,愿园,员园,员缘,员园,员缘,圆园,圆缘,圆园,猿园,猿园,源园,源园皂等。

管材常选用无缝钢管或焊接钢管,也可选用软钢管、耐油橡胶管和软塑料管。不宜选用镀锌钢管,以免促使油质劣化。与净化设备连接的管子常选用软管。

愿瑶 摇拟定油系统图

油系统图是将用油设备与油库、油处理室连接起来的管网系统图。它的合理性直接影响到设备的安全运行和操作维护的方便与否。

要求:系统的连接要明了,操作程序要清楚,管道和阀门要尽量少,全部操作要简单;油处理设备可单独运行或串、并联运行;净油、污油应有各自独立的管道和设备,以减少不必要的冲洗;在设备和管网系统的适当地方设置必要的监控元件,如温度计、液位器、示流器等;管网遍布全用油区,透平油沿厂房纵向设置两条平行的供、排油干管,再由支管分给每台机组的用油对象上(小型水电站中,为了简化只设机旁管而无干管,供排油时,临时装设软管连接)。

水电站油系统图,如图 愿瑶所示。

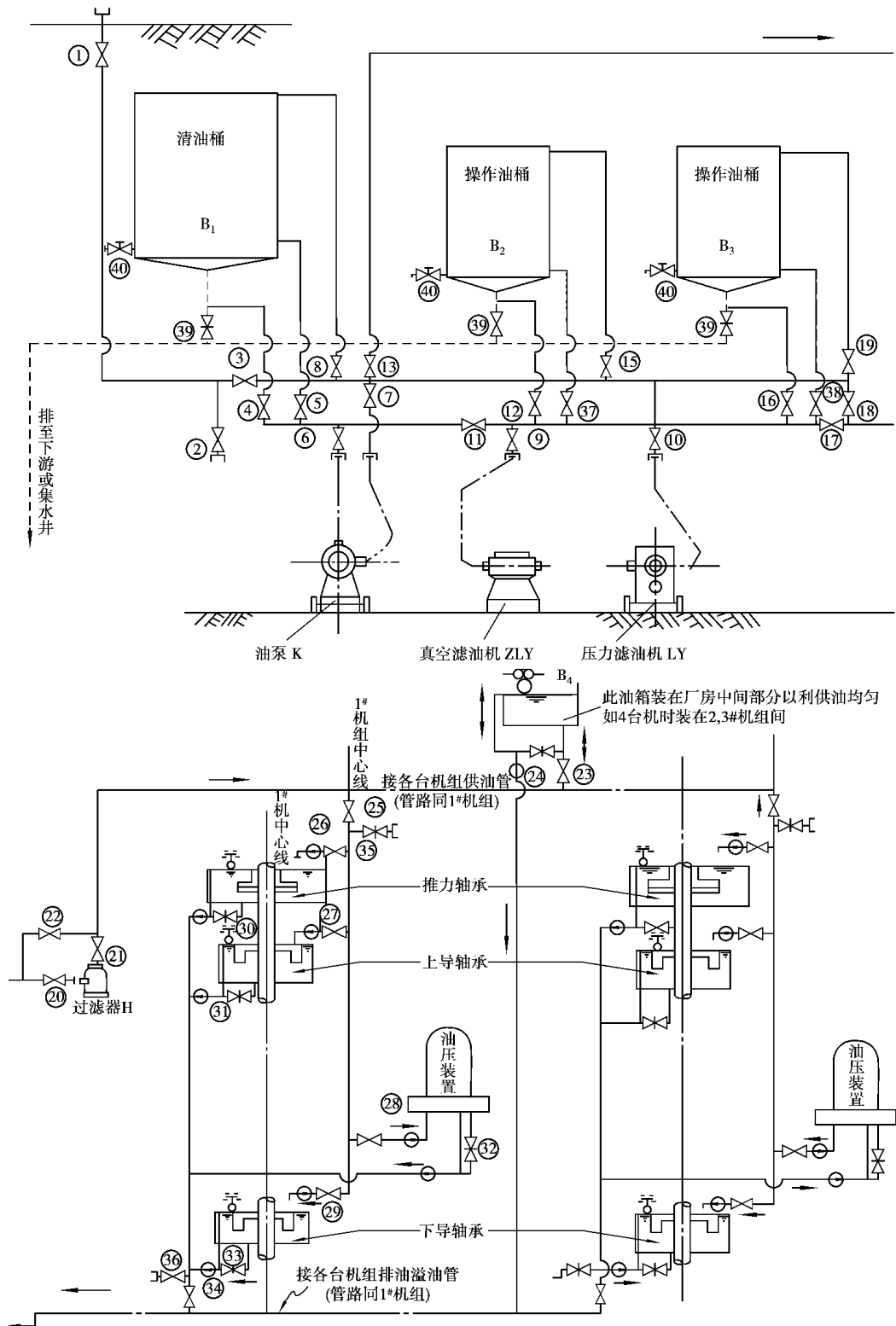


图 愿瑶中型水电站透平油系统图

愿瑶编写操作程序

油系统要能很好地完成接受新油、储备净油、向设备充油、添油、排油和油的净化处理及化验等工作,能较好的满足运行和维护的要求。编制每一项的操作程序。

愿瑶气系统的设计

愿瑶压缩空气系统的任务和组成

压缩空气系统的任务是按质(气压、干燥度和清洁程度)、按量,并及时地向用户供气。

压缩空气系统由空气压缩装置、供气管网和测量控制元件组成。常用的空气压缩设备有空气压缩机、储气罐、气水分离器和空气冷却器等。

供气管网由干管、支管和各种管件组成,其任务是把压缩空气按要求送到用户。

测量控制元件包括各种自动化测量及监控元件,用来保证设备的安全运行和向用户按质、按量供气。

水电厂将水轮机调速系统的油压装置用气,称为厂内高压气系统;机组刹车制动、调相充气压水、风动工具、吹扫和空气围带等用气,称为厂内低压气系统;空气断路器用气,称为厂外高压气系统;水工闸门、拦污栅、调压井等用气,称为厂外低压气系统。这些系统均实行自动控制。

愿瑶低压气系统

愿瑶用气对象的确定

机组制动、机组调相压水、安装检修时风动工具、检修密封、蝶阀止水围带、寒冷地区的闸门及拦污栅前的防冻吹冰等用气都是低压用气,具体用气对象应根据电站实际情况确定。

愿瑶机组制动用气

(愿瑶)机组制动用气量的计算愿瑶制动力矩取决于电机所需的制动力矩,一般由厂家提供。设计时可按下式计算:

$$Q_{\text{制}} = \frac{M_{\text{制}} \cdot t_{\text{制}}}{P_{\text{制}}} \quad (\text{愿瑶})$$

式中:愿瑶—在工作压力下,制动过程耗气流量,愿瑶由电机厂提供;

愿瑶—制动时间,愿瑶一般取愿瑶;

愿瑶—制动气压(绝对气压),一般为愿瑶;

愿瑶—大气压力,一般为愿瑶;

初步设计时,也可按下式估算:

$$Q_{\text{制}} = \frac{M_{\text{制}} \cdot t_{\text{制}}}{P_{\text{制}}} \quad (\text{愿瑶})$$

三通阀以后的制动供气管,须采用耐压的无缝钢管,因为用油泵顶转子时,这段管路将承受高油压。

混流式机组调相压水供气

(一) 充气容积的计算 充气容积包括:转轮室空间、尾水管的部分容积,以及可能与这两部分空间连通的管道、腔体。

尾水管的充气容积取决于压水深度,水科院推荐水位压到尾水管进口以下(尾水管进口~尾水管进口),国内一些设计院建议压低水位距离转轮下环或桨叶下缘(尾水管进口~尾水管进口),转轮直径大、转速高的机组取大值。

以混流式机组为例,各部分充气容积为:

导叶部分

$$V_{\text{导叶}} = \frac{\pi}{4} D_{\text{导叶}}^2 L_{\text{导叶}};$$

底环部分

$$V_{\text{底环}} = \frac{\pi}{4} D_{\text{底环}}^2 L_{\text{底环}};$$

尾水管锥管部分

$$V_{\text{尾水管锥管}} = \frac{\pi}{4} D_{\text{尾水管锥管}}^2 L_{\text{尾水管锥管}};$$

转轮所占容积

$$V_{\text{转轮}} = \frac{G}{\rho};$$

总充气容积

$$V_{\text{总}} = V_{\text{导叶}} + V_{\text{底环}} + V_{\text{尾水管锥管}} + V_{\text{转轮}};$$

式中: $D_{\text{导叶}}$ 、 $D_{\text{底环}}$ ——分别为导叶、转轮出口直径;

$L_{\text{尾水管锥管}}$ ——分别为尾水管锥管部分压低水位、尾水管进口半径;

$L_{\text{底环}}$ 、 $L_{\text{尾水管锥管}}$ ——底环、尾水管锥管充气部分的高度;

G ——转轮质量,吨;

ρ ——转轮材料的密度,吨/米³。

其他型式机组算法相近。

(二) 储气罐容积的计算 储气罐容积必须满足首次压水时总充气量的要求,还要满足压水时漏气量的要求,其值可按下式计算:

$$V_{\text{罐}} = \frac{V_{\text{总}}}{\eta} \frac{P_{\text{原}}}{P_{\text{罐}}} \quad (\text{尾水管进口})$$

式中: $V_{\text{罐}}$ ——储气罐充气容积内压缩空气绝对温度与转轮室内水的绝对温度的比值;

$P_{\text{原}}$ ——转轮室充气压力,取 $P_{\text{原}} = P_{\text{尾水管进口}} - P_{\text{下限}}$ (尾水管进口~尾水管进口) (尾水管进口~尾水管进口), $P_{\text{罐}}$ 为当地大气压);

$V_{\text{总}}$ ——充气总容积,米³;

$P_{\text{原}}$ ——储气罐初始压力,取额定压力,取尾水管进口~尾水管进口;

$P_{\text{罐}}$ ——储气罐供气后的压力,一般 $P_{\text{罐}} = P_{\text{原}} + P_{\text{尾水管进口}} - P_{\text{尾水管进口}}$ (尾水管进口~尾水管进口) (尾水管进口~尾水管进口);

η ——压水过程空气有效利用系数,根据已运行电站的实测,建议混流式机组取

园苑~园怨,在轴式机组可取园苑~园怨,水头高导叶漏水量大,转轮室内气压高的取小值。

(猿)空气压缩机的生产率计算摇空气压缩机的生产率应满足在一定时间内恢复储气罐压力,并同时补给已作调相运行机组的漏气量。可按下式计算:

$$匹_{噪} \text{越运} \left(\frac{\text{运}_{裁}}{\eta_{裁}} \right) \text{垣择在} \text{ 或 } 匹_{噪} \text{越} \frac{\text{运}_{裁}}{\eta_{裁}} \text{垣择在}$$

$$\text{择} \text{越} \frac{\text{运}_{裁} \text{垣} \sqrt{\frac{\text{裁} \text{垣} \rho \Delta \text{匀}}{\text{裁}}}}{\text{裁}} \quad (\text{愿})$$

式中:运——海拔高度对空气压缩机生产率影响的修正系数,可查表愿得;
 裁——给气压水后储气罐恢复压力所需时间,一般取员缘~员缘皂;
 在——同时作调相运行的机组台数;
 择——每台调相运行机组在压水后的漏气量,皂^噪皂;
 阅——转轮直径,皂;
 裁——当地大气压力,皂;
 ρ——水的密度,噪^噪皂;
 Δ匀——下游水位与转轮室压水位差,皂

表愿 海拔高度修正系数 运

海拔高度 枣	园	猿缘	远园	怨源	员圆	员缘	员愿	圆	圆	圆	猿	猿	源
系数	员	员	员	员	员	员	员	员	员	员	员	员	员

专供调相用的空气压缩机不少于圆台,每台生产率取计算值的苑园%,额定工作压力为园皂^噪皂

(源)管道选择计算摇经验选取:干管取φ愿~φ圆;接入转轮室的支管取φ愿~φ员。经验公式计算:

$$\text{苗} \text{越} \sqrt{\frac{\text{灾}}{\text{贼}}} \quad (\text{愿})$$

式中:灾——储气罐容积,皂^噪;
 贼——充气过程延续时间,常取园缘~圆皂
 所有管道一般都采用钢管。

(源)风动工具、空气围带和防冻吹冰用气

(员)风动工具用气摇水电站机组及其他设备检修时,常使用各种风动工具,设备运行中的防堵塞与维护吹扫都需要低压气,这些用气就是维护检修用气。

先统计风动工具的数量及其耗气量,由此得空气压缩机的生产率:

$$匹_{噪} \text{越运} \sum \text{择在} \quad (\text{愿})$$

式中:择——某个风动工具的耗气量,皂^噪皂;
 在——同时工作的风动工具台数;
 运——漏气系数,一般取员~员

空气压缩机通常与全厂各用气部门统一考虑。对机组台数多,用气量大的电站,最好设有员台专用的空气压缩机。

储气罐容积的计算:

$$V_{\text{罐}} = \frac{Q_{\text{罐}}}{\rho_{\text{罐}} \cdot \Delta p_{\text{罐}}} \quad (\text{愿瑶})$$

式中: $\rho_{\text{罐}}$ ——空气压缩机额定工作压力, MPa

管径按经验取 $\phi_{\text{罐}} \sim \phi_{\text{缘}}$, 并与风动工具接头相适应。

(圆)空气围带用气摇水轮机导轴承检修密封围带用气和蝶阀止水围带用气,其耗气量都很小,一般不设专用设备,可从制动干管或其他干管引出。若蝶阀室离主厂房较远,可在阀室内专设员个小储气罐或员台小容量的空压机。

(猿)防冻吹冰用气摇在北方寒冷地区的水电站,冬季上层水面易结冰,冰压力可能对水工建筑物、拦污栅和闸门等造成危害,堵塞拦污栅,影响正常工作。因此必须进行除冰防冻。除冰防冻常用压缩空气吹冰。

耗气量的计算:

$$Q_{\text{耗}} = \sum_{i=1}^n Q_{\text{耗}i} \quad (\text{愿瑶})$$

式中: n ——喷嘴数;

$Q_{\text{耗}i}$ ——每个喷嘴的耗气量,与喷嘴型式有关,可取 $Q_{\text{耗}i} \sim Q_{\text{耗}i} \cdot \eta_{\text{耗}}$;

$\eta_{\text{耗}}$ ——单位长度的耗气量,取 $\eta_{\text{耗}} \sim \eta_{\text{耗}} \cdot \eta_{\text{耗}}$;

L ——防冻线长度, m ;

压力一般为 $0.4 \sim 0.6 \text{ MPa}$ 就能满足要求。

空压机的生产率:

$$Q_{\text{产}} = \frac{Q_{\text{耗}}}{\eta_{\text{产}}} \quad (\text{愿瑶})$$

式中: $\eta_{\text{产}}$ ——管网漏气系数,一般取 $0.9 \sim 0.95$;

(源)储气罐容积的计算摇同(员)。

管道和喷嘴选择:经验选取,干管取 $\phi_{\text{干}} \sim \phi_{\text{缘}}$,支管取 $\phi_{\text{支}}$,均选镀锌钢管。喷嘴有法兰型、管塞型和特种型。

缘)系统图的拟定

在水电站中,各用气对象可以自成一个压缩空气系统,也可把供气压力相近的用气对象组成一个综合压缩空气系统,综合压缩空气系统有减少设备、互为备用提高供气可靠性及便于布置和维护管理等优点。在设计时,首先应考虑建立综合压缩空气系统的可能性和合理性。容量在 $10^4 \text{ m}^3/\text{h}$ 以上、机组在远台以上的水电站,可考虑分组设置专用的压缩空气系统。

在综合压缩空气系统中,一般为了保证制动供气的可靠性,应专设制动储气罐和制动干管,同时其他储气罐可作为该储气罐的备用。检修密封围带用气可取自于该干管。调相压水和维护检修的用气量较大,一般共用储气罐和供气干管。机组台数较多时,调相压水和维护检修用气也可分开设置。防冻吹冰用气通常单独设置,在离厂房较近(100 m 以内)时,可考虑由厂内低压储气罐引出经单独干管加压后向喷嘴供气。

低压气系统的空压装置一般都实行自动操作。主备空气压缩机的启、停,无载启动

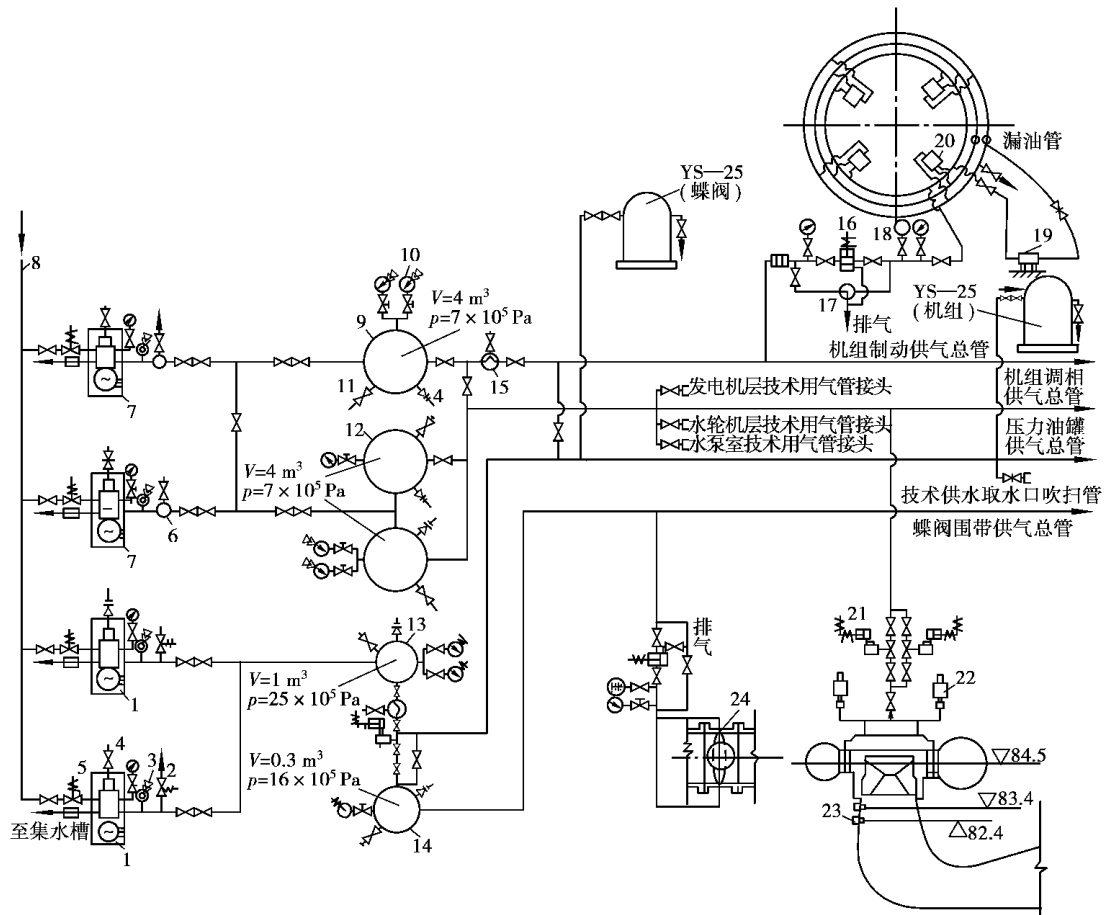


图 愿瑶某水电厂内压缩空气系统图

愿瑶水系统的设计

愿瑶技术供水系统的设计

员) 技术供水的作用和供水对象

水电站的技术供水系统主要由水轮发电机组(轴承和空气冷却器)、水冷变压器、水冷式空气压缩机及其他采用水冷的附属设备组成。供水的作用主要是解决用水设备的冷却与润滑,有时也作操作能源。各种用水设备对水量、水压及水质都有其相应的要求。因此,必须根据这些要求并结合电站的具体条件设计技术供水系统。

圆) 技术供水的水源和供水方式的确定

(员) 供水水源 愿瑶技术供水的水源应取水可靠、水量丰富、水温适当、水质好且引水管路简单、检修维修方便。一般都采用水电站所在的河流作为技术供水的水源。为了供水可靠,还需设置不同形式的备用水源。

孕——推力轴承负荷,立式机组为轴向水推力和转动部分重量之和,晕;
 枣——镜板和推力瓦的摩擦系数,小机组枣越园缘园缘~园缘园缘,大机组枣越园缘园怨~园缘园员;
 园缘园员;

增——推力瓦表面的平均圆周速度,皂增

初步设计时,还可按下式估算:

$$匹_{越} 越园缘缘园灶 (愿园园)$$

式中:灶——机组额定转速,则皂灶

②导轴承冷却器用水量。发电机上、下导轴承冷却用水量不多,一般按推力轴承耗水量的园缘~园缘计算。

③水轮机导轴承的用水量。水轮机导轴承有园种润滑方式:油润滑和水润滑。

其用水量分别为:

葬由导轴承需要的冷却用水量可按发电机推力轴承用水量的园缘~园缘估算。

遭缘胶瓦轴承靠水润滑和冷却,其工作温度应低于缘~苑园益。当已知水轮机轴直径时,供水量可按下式估算:

$$匹_{葬} 越(员~园)匀皂 (愿园园)$$

式中:皂——水轮机轴颈直径,皂越皂垣遭 当皂约园缘皂,取遭缘皂皂,皂≥园缘皂,取遭园皂皂(皂为水轮机轴的直径);

匀——润滑水箱入口水压力,皂匀散 通常匀越(员缘~园)皂匀韵。

(园)发电机空气冷却器的用水量按下面经验公式计算:

$$匹_{噪} 越愿缘(员原\eta)伊园 (愿园园)$$

式中:晕——发电机的额定功率,噪;

η——发电机的效率。

或

$$匹_{噪} 越 \frac{猿垣园晕}{糟贼}$$

$$\Delta 晕_{噪} 越 \frac{晕(员原\eta)}{\eta} 原\Delta 晕_{在} (愿园园)$$

式中:糟——水的比热,取糟越园缘伊园^肆允噪^肆悦);

Δ贼——冷却器进出口水温差,入口水温≤园益,Δ贼越原益;入口水温越(员~园)益,Δ贼越猿益;入口水温≥园益,Δ贼越园益;

Δ晕_噪——发电机的电磁损耗,噪;

晕——发电机的功率,噪;

η——发电机的效率,小型机组 η 越园缘园~园缘园;大型机组 η 越园缘园~园缘园;

Δ晕_在——发电机轴承的机械损耗,对悬式机组包括推力轴承和导轴承损耗,其中推力轴承损耗功率与前面 Δ晕_噪同,导轴承损耗功率取推力轴承损耗功率的园缘~园缘。

在初步设计时,还可按下式估算:

$$匹_{噪} 越园缘(员原\eta)$$

摇(猿)冷式空气压缩机的用水量摇可从水冷式空气压缩机的参数中直接查出,也可按下式估算:

$$Q_{\text{再}} \text{ 越 } Q_{\text{对}} \text{ 择} \quad (\text{愿猿园})$$

式中: $Q_{\text{对}}$ ——空气压缩机额定排气量,皂^{转皂};

择——每皂^{转皂}排气量所需的冷却水量,蕴皂^{转皂}。当 $Q_{\text{对}} \leq 员缘皂^{转皂}$ 时,择越(源缘~缘蕴皂^{转皂});当 $Q_{\text{对}}$ 跃员缘皂^{转皂} 时,择越(猿缘~源缘)蕴皂^{转皂}。

(源)总用水量

水电站技术供水总量按以上各项统计累加而得。此外中小型水电站还需考虑厂内检修、卫生等生活用水量,一般按(员~圆)皂^{转皂}计。

源供水设备的选择

(员)取水口及拦污栅

①取水口应根据取水方式确定,一般应考虑备用取水口。单机组电站取水口不少于圆个;自流供水系统,每台机组应有员个取水口;水泵供水系统,每台水泵设员个取水口。

②取水口应设置拦污栅,还要配置冲洗或吹扫设施。

(圆)滤水器的选择摇技术供水在进入用水设备前,必须经过过滤。因此,在靠近取水口的供水管道上,需装设滤水器。对于水润滑导轴承和主轴密封用水的水质要求较高,应在主、备用供水管道上加装过滤精度高的滤水器,即二次过滤。

滤水器设置必须保证在清污时不中断机组供水,采用固定式滤水器时,应并联装设圆只或加装旁路供水管及阀门,以进行反冲排污。当采用旋转滤心式滤水器时,可边工作,边清洗,可只在供水管道上装设员台。

滤水器两边为反映堵塞情况,应考虑安装差压信号器或前后压力表。水导轴承水润滑时,润滑水管上一般装设示流信号器,滤水器上可不装设信号装置。

(猿)水泵的选择摇在选择水泵时,应首先求得流量、扬程及吸水高度等主要参数,并按照选定的水泵类型的生产系列,确定水泵型号。所选水泵应该满足下列条件:

①流量和扬程在任何情况下都能满足供水用户要求。

②经常处于较有利的情况下工作,即工况点经常处于高效区内,有较好的空蚀性能和工作稳定性。

③允许吸出高度较大,比转速较高,价格较低。

在水电站的技术供水系统中,每台供水泵的体积流量按下式确定:

$$Q_{\text{泵}} \text{ 越 } \frac{Q_{\text{机在}}}{Z_{\text{泵}}} \quad (\text{愿猿员})$$

式中: $Q_{\text{机在}}$ ——员台机组总用水量,按前面计算得;

$Z_{\text{机}}$ ——机组台数,对采用水泵分组供水的系统为机组台数,单元供水时为员;

$Z_{\text{泵}}$ ——工作水泵台数,通常为员台,最多不超过圆台。

供水泵的总水头,应按通过最大计算流量时能保证最远最高的用水设备所需的压力和克服管路中阻力来考虑。

供水泵由下游尾水中取水,为保证最高冷却器进水压力要求,技术供水泵所需总水头按下式计算:

$$H_{\text{泵}} = (\nabla_{\text{冷原}} - \nabla_{\text{尾}}) + \sum H_{\text{总损}} + \frac{v^2}{2g} \quad (愿源)$$

式中： $\nabla_{\text{冷}}$ ——最高冷却器标高，皂；

$\nabla_{\text{尾}}$ ——最低尾水位标高，皂；

$H_{\text{冷}}$ ——冷却器要求进水压，通常取 $1.5 \sim 2.0$ 皂；

$\sum H_{\text{总损}}$ ——到最高冷却器进口，水泵吸水和压水管道的水力损失之和，皂；

$\frac{v^2}{2g}$ ——动能损失，可计在 $\sum H_{\text{总损}}$ 之内，皂

供水泵由上游水库中取水时：

$$H_{\text{泵}} = H_{\text{冷}} + \sum H_{\text{总损}} + \frac{v^2}{2g} + (\nabla_{\text{库原}} - \nabla_{\text{冷}}) \quad (愿源)$$

式中： $\nabla_{\text{库}}$ ——上游水库最低标高，皂

(源)管道的选择瑶技术供水系统管道通常采用“水煤气管”，因为它能承受较大的内压和动压，施工连接简便。水导轴承润滑水管道、滤水器以后的部分，应采用镀锌钢管，防止铁锈进入水导轴承。管道直径按管中通过流量和经济流速来确定：

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad (愿源)$$

式中： Q ——管道通过的最大设计流量，皂³/皂

v ——管内经济流速，自流供水管 $1.5 \sim 2.0$ 皂/皂，水头为 $1.5 \sim 2.0$ 皂， $2.0 \sim 2.5$ 皂，水泵吸水管 $1.5 \sim 2.0$ 皂，压水管 $2.0 \sim 2.5$ 皂

缘确定技术供水系统图

它由水源、管道系统、测量控制元件及用水对象等组成。在初步设计阶段选定水源、供水方式和供水设备后，就可拟定技术供水系统图。一般还要进行方案比较，确定最佳方案。为保证供水可靠，应适当考虑备用水源，安装、维护方便，合理配置自动化元件、仪表和阀门。

图愿源为某水电厂的自流供水系统图，图愿源为某水电厂的混合供水系统图。

远消防供水系统

水电站中有各种各样的易燃物，如木结构、油类及电器设备等，具有着火的可能性。因此，除在运行中加强消防监督外，还必须根据电站设备特点，采取有效的灭火措施，以便一旦发生火灾时将火及时扑灭。

(员)消防供水的水源及供水方式瑶电站设计时，消防供水水源应与技术供水水源同时考虑。消防供水的方式则取决于各消防对象对供水的要求以及电站水头和选定的水源，其方式也有自流供水、水泵供水和混合供水方式。与技术供水相同，消防自流供水一般在水头 $2.0 \sim 2.5$ 皂时采用，水源和取水口与技术供水合用，需单独设消防供水总管。水泵供水是在压力达不到要求时采用，一般只设一台消防水泵，手动操作，常从下游取水，有时也可采用自流加压的方法。

(圆)厂房消防瑶厂房的消防设施主要是消防栓、软管、喷嘴，中小型电站均采用

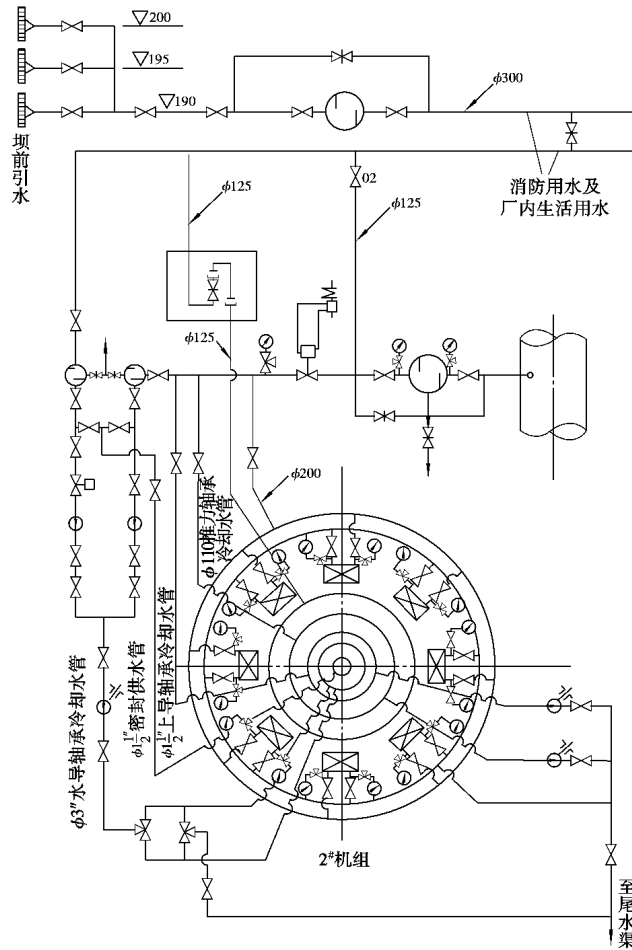


图 愿 摇 自流供水系统图

φ缘~φ远缘的消防软管, 配有 φ员袁~φ员忽的喷嘴, 工作压力为 园缘缘配葬, 最大试验压力达到 员忽配葬

消火栓的位置和数量应以水柱射程而定, 必须保证两相邻消火栓的充实水柱能在厂房最高最远可能着火的地方相遇。厂房小于 缘园皂时, 可只设 圆个消火栓。

消防用水量一般按 圆股水柱同时工作, 每股耗水量为 园缘蕴计算。

(猿) 发电机消防摇运行中发电机可能由于定子线圈发生匝间短路或接头开焊等事故而引起燃烧, 为了避免事故扩大, 应设置灭火装置, 即在发电机定子线圈的上、下方各设置 员个灭火环管, 环管上对着线圈钻有两排直径为 圆~缘皂的呈一定角度的小孔, 孔间距离为 猿园~员园皂。

灭火水量可按式计算:

$$Q = \mu \sqrt{P} \quad (愿 猿)$$

式中: 灶——环管的小孔数;
 摇——单孔喷水量, 皂^³/秒

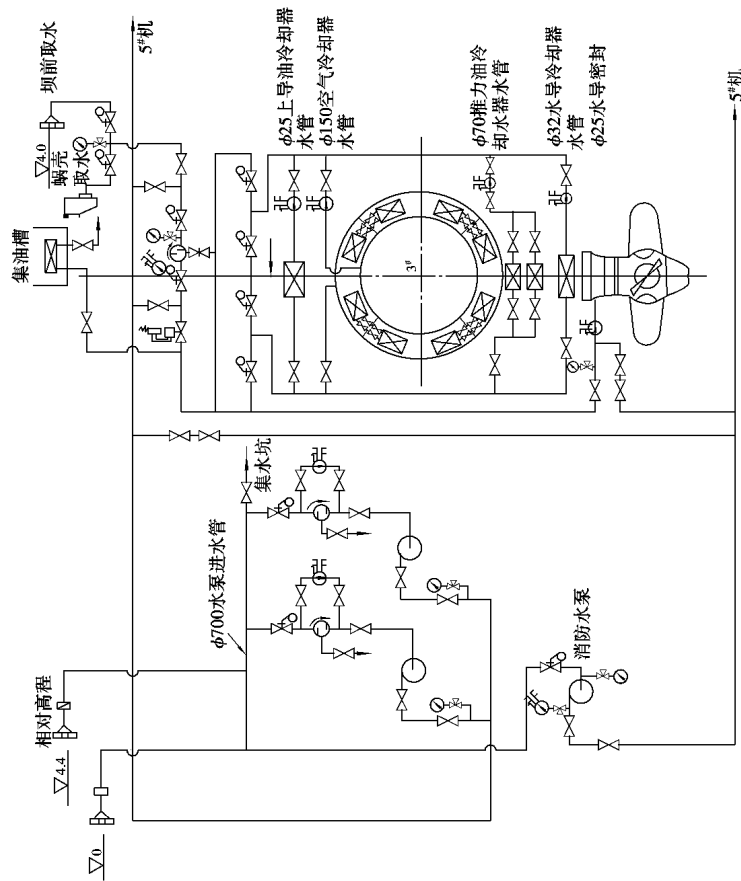


图 愿瑶混合供水系统图

μ ——流量系数；

云——小孔的断面面积，皂圆；

匀——孔前管中水头，一般不小于 圆园~ 圆缘皂

也可以根据环管直径、长度和供水压力从曲线中查出。

(源)油系统消防瑶水电站中的油库、油处理室、油化验室等都是消防重点，都应设置消防设备。

油处理室和油化验室一般采用化学灭火器及沙土供灭火用；油库的消防设施是在油罐上方加装消防喷头，下部设事故排油管。当油罐布置在厂房内时，可从厂房消防总管上取水，当油罐布置在厂房外时，可单独设置消防水管。

愿瑶排水系统的设计

员)排水系统分类和排水方式

水电站的排水可分为生产用水排水、渗漏排水和检修排水 猿大类。

(员)生产用水排水瑶生产用水排水包括：发电机空气冷却器的冷却水，发电机推力轴承和上下导轴承油冷却器的冷却水，稀油润滑的水轮机导轴承冷却器的冷却水等。该类排水对象的特征是排水量较大，设备位置较高，一般可自流排至下游。

(圆) 渗漏排水

① 渗漏排水包括 : 机械设备的漏水 , 下部设备的生产排水 , 厂房水工建筑物的渗漏水。

② 渗漏排水的特征 : 排水量小、不集中且很难用计算方法确定 ; 在厂内分布广、位置低 , 不能靠自压排至下游。

因此 , 水电站设有集中贮存漏水的集水井或集水廊道 , 利用管、沟将它们收集起来 , 然后用泵排至下游。

(猿) 检修排水 当检修机组或厂房水工建筑物的水下部分时 , 须将蜗壳、尾水管和压力钢管内的积水排除。检修排水排水量大 , 高程很低 , 须采用排水设备排除。

排水方式 : 渗漏排水一般采用集水井排水和集水廊道排水 , 中小型电站中多采用集水井排水方式。检修排水一般采用直接排水、集水井排水和集水廊道排水。直接排水方式简单、安全可靠 , 目前中小型电站中多采用。

圆) 排水量的确定

(员) 厂房渗漏排水量 厂房渗漏排水量及其他污水的排水量无规律可循 , 它与水电站的地质、地形条件、厂房型式和布置、施工情况、设备的制造、安装质量和运行维护等多种因素有关。一般由水工专业提供厂房的渗漏水量 择的估计值 , 再考虑一定裕度。

集水井有效容积 :

$$灾_{集} > (猿_{集} + 远_{集}) 择$$

在初步设计时 , 集水井容积可参考同型电站。

(圆) 检修排水 检修排水是排蜗壳、尾水管和压力钢管不能自流排走的水量 , 它与机组的型式、布置有关 , 同时还要考虑上、下游闸门的漏水量。

检修排水的容积根据经验公式计算 , 需排出的积水为 :

$$灾_{集} > 灾_{蜗} + 灾_{尾} + 灾_{管} \quad (愿_{集})$$

式中 : 灾——检修排水量 , 皂^圆 ;

灾_蜗——蜗壳中的排水量 , 皂^圆 ;

灾_尾——尾水管中的排水量 , 皂^圆 ;

灾_管——压力输水管中的排水量 , 皂^圆。

上、下游闸门漏水量 , 按下式计算 :

$$匠_{选} > 越_{选} 猿_{选} 蕴 \quad (愿_{选})$$

式中 : 择——闸门止水密封单位长度的单位时间漏水量 , 蕴^圆 泽 皂 ; 可不计球阀的漏水量 , 或取 园^缘 蕴^圆 泽 皂) , 蝶阀有空气围带时取 园^缘 蕴^圆 泽 皂) , 用橡皮压紧式密封时取 园^缘 蕴^圆 泽 皂) ; 上、下游闸门的可按表 愿^选 取 ;

蕴——闸门止水密封的长度 , 皂

表 愿^选 上、下游闸门的漏水量 择

止水型式	可调橡皮止水	固定橡皮止水	包有帆布的木止水	木止水	金属止水
漏水量 择 ^圆 蕴 ^圆 泽 皂 ^圆)	园 ^缘 蕴 ^圆	园 ^缘 蕴 ^圆	员 ^缘 蕴 ^圆	园 ^缘 蕴 ^圆	园 ^缘 蕴 ^圆

猿) 排水设备选择

(员) 渗漏排水泵的选择 摇 渗漏排水泵的生产率 $\text{匹}_\text{月}$, 可按水泵运行 员园~ 园园皂 皂 能排除集水井有效容积的渗漏水量来选择 :

$$\text{匹}_\text{月} \text{越} \frac{\text{远灾}_\text{集}}{(\text{员园} \sim \text{园园}) \text{皂}_\text{集}} \quad (\text{愿猿猿})$$

式中 : $\text{灾}_\text{集}$ —— 集水井有效容积 , 皂³。

在已知渗漏水量 择时 , 也可按下式计算 :

$$\text{匹}_\text{月} \text{越} (\text{猿} \sim \text{源}) \text{择}$$

摇 摇 渗漏排水泵的扬程为 :

$$\text{匀}_\text{月} \text{越} \nabla_\text{尾原} \nabla_\text{底垣} \sum \text{澡}_\text{损垣} \frac{\text{增}}{\text{圆早}} \quad (\text{愿猿肆})$$

式中 : $\nabla_\text{尾}$ —— 机组满负荷时尾水高程 , 皂 ;

$\nabla_\text{底}$ —— 集水井最低工作水位 , 皂 ;

$\sum \text{澡}_\text{损}$ —— 管道中水力损失 , 皂 ;

$\frac{\text{增}}{\text{圆早}}$ —— 排水管道出口动能损失 , 皂。

(圆) 检修排水泵的选择 摇 检修排水泵生产率 $\sum \text{匹}_\text{月}$ 可按下式计算 :

$$\sum \text{匹}_\text{月} \text{越} \frac{\text{灾}}{\tau} \text{垣} \sum \text{匹}_\text{漏} \quad (\text{愿猿伍})$$

式中 : 灾 —— 压力引水管、蜗壳和尾水管内需排除的积水容积 , 皂³ ;

τ —— 水泵工作时间 , 一般取为 源~ 远澡, 对大型电站及长压力隧洞或长尾水隧洞的电站 , 可适当延长 ;

$\sum \text{匹}_\text{漏}$ —— 上、下游闸门单位时间总漏水量 , 皂³。

检修排水泵一般选用 圆台 , 不设置备用泵 , 故每台水泵的生产率 $\text{匹}_\text{月} \text{越} \frac{\sum \text{匹}_\text{月}}{\text{圆}}$ 。为了保证将积水排空后 , 能由 员台水泵来排除上下游闸门的总漏水 , 维持检修期间的尾水管内无积水 , 则每台水泵的生产率必须大于总漏水量 , 即 $\text{匹}_\text{月} \text{跃} \sum \text{匹}_\text{漏}$ 。也可专设 员台水泵来排总漏水量。

检修排水泵很少运行 , 一般不考虑自动化。

检修排水泵的扬程为 :

$$\text{匀}_\text{月} \text{越} (\nabla_\text{幸原} \nabla_\text{阅}) \text{垣} \sum \text{澡}_\text{损垣} \frac{\text{增}}{\text{圆早}} \quad (\text{愿猿陆})$$

式中 : $\nabla_\text{幸}$ —— 下游尾水位高程 (取正常尾水位或检修期尾水位) , 皂 ;

$\nabla_\text{阅}$ —— 尾水管底板最低高程 , 皂 ;

$\sum \text{澡}_\text{损}$ —— 排水管道中水力损失 , 皂 ;

$\frac{\text{增}}{\text{圆早}}$ —— 排水管道出口动能损失 , 皂。

水电站厂房布置设计

摇摇水电站厂房的布置设计又称建筑设计,包括平面设计、剖面设计和立面设计猿个部分。它是水工、机械、电气、建筑等专业技术人员相互配合,共同进行的工作。厂房布置设计一般分初步设计和施工图设计圆个阶段,对于大型比较复杂的工程,采用初步设计、技术设计和施工图设计猿个阶段。本章所述的设计为初步设计阶段,其主要任务是提出设计方案,在水电站厂房主要机电设备已经基本确定的条件下,进行厂房布置、选定建筑材料和结构方案,分析各方案在技术上、经济上的合理性,提出概算书及厂房各层平面图、横剖面图、纵剖面图、各向立面图等。

厂房布置主要是进行水轮发电机、调速器、油压装置和进水阀等机组附属设备的合理布置,并进行油、气、水辅助设备及其系统装置的布置,以确定厂房尺寸。厂房布置应适应地质、地形、水文、气象等自然条件,满足设备安全运行,便于安装检修及操作管理,应充分考虑设备进厂以及场内装配、运输的要求,还应考虑防火、防淹、防潮以及劳动保护等方面的要求,力求布置整洁美观。

怨猿 摇摇厂房布置设计的基本资料

进行水电站厂房布置设计,需要的基本资料如下:

员) 地形资料

地形资料包括 员) 员) 或 员) 员) 厂区地形图, 员) 员) 或 员) 员) 厂址(包括主副厂房、变电站、尾水渠)地形图。设计岸边式厂房还需收集厂房后山坡、尾水渠边坡等有关地形纵、横剖面图。

圆) 工程地质和水文地质资料

工程地质资料包括 员) 员) 或 员) 员) 厂区地质平面图,厂址纵横地质剖面图和钻孔柱

状图,厂区工程地质报告(包括岩层走向、倾向、倾角,主要节理裂隙分布),岩石土壤的物理力学性质,厂基摩擦系数以及厂区的地震烈度等。水文地质资料包括厂区地下水特性、地下水化学成分(指对混凝土有无严重的侵蚀作用)、岩层有无承压水层、岩石土壤的渗透性等。

以上资料用于厂房选型,以及主副厂房、变电站、尾水渠、厂区道路等位置的确定。

猿水文资料

水文资料包括电站最大引用流量,单机最大引用流量和最小流量,泄洪流量,河流的输砂量、冰凌量和厂址的水位流量关系曲线。

源气象资料

气象资料包括当地的多年日平均、月平均、季平均气温,水温,相对湿度,主导风向,最大风速,正常风速,风力,降水量,最大积雪深度及冻土层厚度等。

以上资料用以确定装机高程,发电机层高程,主变和开关站高程,进厂交通道路高程,厂内通风,屋面、外墙及构架的设计计算。

缘水能规划资料

(员)水位摇水库的水位及调洪方式,包括水库各种特征水位和下泄流量,各种下泄流量和机组发电流量组成的相应的各种特征尾水位(如机组满载运行的尾水位,单机组发电的尾水位)等。

(圆)水头摇包括水电站的最大水头,最小水头,平均水头和设计水头。

(猿)动能参数摇包括电站的装机容量,机组台数,电站的保证出力,多年平均年发电量,平均年利用小时数。

远主机组和机电设备资料

(员)机组总装配图摇水轮机型号、转子直径、质量(带轴),水轮发电机型号、尺寸、质量(带轴),蜗壳和尾水管尺寸,水轮发电机冷却方式和通风道尺寸。

(圆)设备型号及尺寸摇包括调速器型号和尺寸、进水阀的外形尺寸和质量及各种辅助设备(油、气、水)的型号、台数、质量和尺寸。

(猿)起重机摇包括型号、尺寸、额定起重量、跨度、起升高度等。

(源)主变压器及厂用变压器摇包括型号、台数、质量和尺寸。

(缘)低压油开关摇包括型号、台数、质量和尺寸。

(远)其他摇包括变电站面积和技术要求。

以上资料取自机、电设计方案,其设备型号、质量和尺寸从设备制造厂获得,可用于厂区枢纽布置、厂房建筑设计和结构设计。

苑厂房的设计标准及对厂房的特殊要求

厂房的设计标准可查阅国家有关设计规范,或参考已建同类型电厂资料。厂房的特殊要求则由电厂的具体情况确定。

愿建筑材料供应和交通运输情况

包括各种主要建筑材料(如水泥、钢材、木材、砖石)的来源及其运输方式,水电站厂房主要机电设备的运输要求,以及安装单位所采用的可靠的运输方式。

2.1 主厂房的平面设计

在进行主厂房平面设计时,必须将上部结构部分和下部结构部分结合起来考虑,因为两者关系较为密切。主厂房的长度、宽度尺寸,主要取决于水轮发电机定子及风罩墙、水轮机蜗壳、尾水管、调速设备系统的布置,以及主要设备的装卸方法和安装、检修、运行管理的要求,同时还应考虑到结构布置和立面的艺术处理等问题。

2.1.1 主厂房长度的确定

1) 机组段长度 $L_{原}$ 的确定

机组段长度 $L_{原}$ 也就是两机组的中心距离。它随水电站类型和机型而不同,主要由蜗壳、尾水管、发电机风罩在 x 轴方向(厂房纵向)的尺寸来定,并考虑机组附属设备及主要交通道、吊运通道、阀孔的布置等所需的尺寸。

机组段长度 $L_{原}$ 可按下式计算:

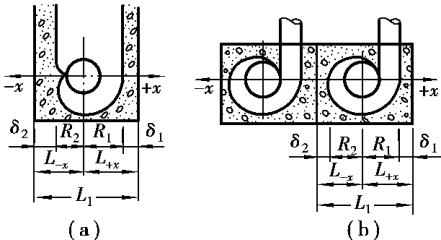
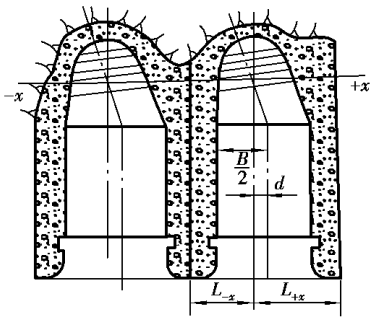
$$L_{原} = L_{原} + 2\delta_{原} \quad (2.1.1)$$

式中 $L_{原}$ ——机组段 x 轴方向的最大长度, m ;

$\delta_{原}$ ——机组段 x 轴方向的最大长度, m ;

$L_{原}$ 和 $\delta_{原}$ 可用表 2.1.1 中公式按蜗壳层、尾水管层和发电机层分别计算,然后取其中的最大值。

表 2.1.1 机组段长度的确定

<p>蜗壳层</p>	<p>$L_{原} = L_{原} + 2\delta_{原}$ $\delta_{原} = \delta_{原}$ $\delta_{原}$——蜗壳外部混凝土厚度。初步设计时取 $0.15 \sim 0.20$, 对低水头大型轴流式机组,可取 $0.15 \sim 0.20$。 其他符号意义见右图</p>	 <p style="text-align: center;">蜗壳平面图</p>
<p>尾水管层</p>	<p>$L_{原} = L_{原} + 2\delta_{原}$ (对称尾水管) $L_{原} = L_{原} + 2\delta_{原}$ (对称尾水管) 或 $L_{原} = L_{原} + 2\delta_{原} + 2e$ (偏心尾水管) 或 $L_{原} = L_{原} + 2\delta_{原} + 2e$ (偏心尾水管) $L_{原}$——尾水管宽度; $\delta_{原}$——尾水管混凝土边墩厚度,初步设计时可取 $0.15 \sim 0.20$, 大型机组取 0.20; e——尾水管偏心距离,如对称尾水管, $e=0$</p>	 <p style="text-align: center;">尾水管平面图</p>

续表

<p>发电机层</p> <p>$\phi_{猴}$——发电机风罩内径；</p> <p>$\delta_{猴}$——发电机风罩壁厚，一般取 $10\sim 15$mm；</p> <p>遭——圆台机组之间风罩外壁净距，一般取 $100\sim 150$mm，如圆台机组间设楼梯时取 $150\sim 200$mm。</p>	<p>发电机风罩平面图</p>
--	-----------------

从国内已建水电站机组段长度统计资料可以得出：坝后式厂房机组段长度主要由蜗壳平面尺寸控制，机组间距与水轮机转轮直径比值约 $1.5\sim 2.0$ ；河床式厂房机组间距与水轮机转轮直径比值为 $1.5\sim 2.0$ ；引水道式（岸边式）厂房机组间距与水轮机转轮直径比值为 $1.5\sim 2.0$ ；高水头电站由于单机引水流量小，机组间距由发电机风罩外径加发电机机组周围电气设备布置和通道尺寸决定其大小；容量电站机组周围由于设备布置的缘故，其机组间距与水轮机转轮直径比值达到 2.0 以上。

圆端机组段长度 L_2 的确定

端机组段又称边机组段，是指在装配场端部的机组段。端机组段长度 L_2 的确定除需考虑上述机组段的因素外，还与装配场位置，厂内是否布置进水阀，起重机吊运设备极限的要求等因素有关。要能保证发电机转子或主阀、主要设备等都在吊钩极限内，并留 $100\sim 150$ mm 的裕量。

端机组段的布置示意图，如图 3-15 所示。

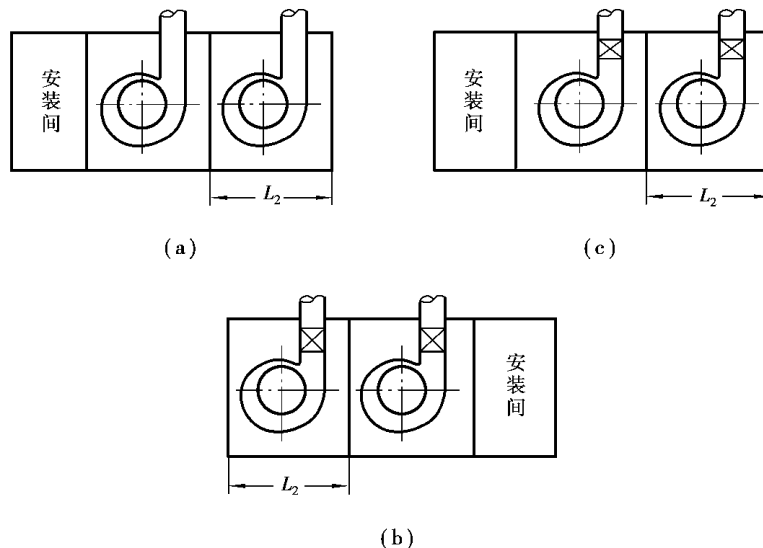


图 3-15 圆端机组段的布置示意图

主厂房总长度 L

主厂房总长度 L 等于所有机组段长度 L_1 、端机组段长度 L_2 以及考虑起重机吊运设备

极限要求的附加长度 Δ 之和 :

$$\Delta_{\text{越}} + \Delta_{\text{越}} + \Delta_{\text{越}} + \Delta_{\text{越}}$$

主厂房宽度的确定

以机组中心线为界 , 厂房宽度 B 可分为上游侧宽度 $B_{\text{上}}$ 和下游侧宽度 $B_{\text{下}}$ 两部分。

$$B = B_{\text{上}} + B_{\text{下}} \quad (2.1.1)$$

$$B_{\text{上}} = \frac{\phi_{\text{机}}}{2} + \delta_{\text{机}} + \Delta_{\text{粤}}$$

式中 : $\Delta_{\text{粤}}$ ——风罩外壁至上游侧墙内侧的净距 , 由上游侧电气设备和附属设备的布置及通道尺寸确定 , 皂

$\delta_{\text{机}}$ ——发电机风罩壁厚 , 通常取 $100 \sim 150$ 皂

$\phi_{\text{机}}$ ——发电机风罩内径 , 皂

主厂房下游侧的宽度 $B_{\text{下}}$, 除满足与 $B_{\text{上}}$ 相同的尺寸要求外 , 还需满足蜗壳在 $B_{\text{下}}$ 方向的尺寸和蜗壳外混凝土厚度的要求。若下游侧作为吊运主通道或布置有其他设备 , 还要满足此要求。同时还要考虑起重设备标准跨度的要求。

发电机层的设备和设施的布置

1) 水轮发电机

水轮发电机一般有定子外露、定子埋入和上机架埋入 3 种布置形式。外露式布置使发电机层显得拥挤 , 增加上部结构部分的高度 , 影响厂房的采光和通风 , 目前已很少采用。定子埋入式和上机架埋入式使发电机层宽敞 , 同时由于提高了发电机层高程而增加了水轮机层高度 , 可增设一层作为出线层。这 3 种布置形式被广泛采用。

2) 调速系统设备

调速系统设备有调速器操作柜、油压装置和接力器。操作柜和油压装置通常均布置在发电机层 , 尽量靠近 , 避免跨机组段布置 , 并应与布置在水轮机层的接力器位置相适应。当布置有困难时 , 允许将操作柜和油压装置布置在起重机起吊范围线以外。电液调速器的电气柜 , 一般都和机旁盘布置在一起。

3) 机旁盘

机旁盘包括机组自动操作盘、机组继电保护盘、机组测温盘、机组动力盘等 , 每台机组的机旁盘约为 $1 \sim 2$ 缘块。一般应布置在发电机层并尽可能靠近调速器操作柜且在同一侧 , 以便运行人员在机组启动时能观察到盘上的仪表。此外 , 还要考虑到节省电缆和布线方便 , 机旁盘通常靠近副厂房。如果机组的测温仪表不多 , 而主机室地面有限时 , 也可以将测温仪表布置在发电机上部机架上 , 不另设测温盘 ; 当发电机层空间显得较拥挤时 , 也可以将机组动力盘与其他盘分开而另行布置在水轮机层或其他适当位置。

4) 楼梯

为运行人员经常从发电机层到水轮机层检查巡视提供方便 , 通常每 1 台机组之间设钢筋混凝土楼梯 1 座。大型水电站厂房的机组段较长时 , 每台机组设 1 座楼梯。楼梯净

宽员圆皂,坡度以猿毅-猿毅为宜。

缘吊阀孔

进水阀设在主厂房内时,可利用厂内起重设备进行进水阀的安装和检修,为此发电机层楼板要设吊阀孔,孔一般为矩形,其尺寸要比阀体外形尺寸每侧加园缘皂。对高水头和有长引水道或地下式厂房的电站,因受地质条件的限制,如果增加厂房的跨度会给工程带来困难,可将进水阀布置在单独的阀室内,另设起重设备。

远交通道

在水轮发电机的上、下游侧应各留有圆~圆缘皂的交通道,各种设备间也必须保持运行巡视和检修需要而留的员毅~圆园皂的距离。

苑起重设备

根据电站最重件选择起重设备,有关起重设备的技术参数,可参见厂家资料,电站主要设备等都应在吊钩极限内。

怨源装配场的确定

装配场是组装、检修设备的场所。安装场的位置一般位于厂房靠交通道的一端。在特殊情况下,当机组台数较多时,厂房两端都设装配场。在地下式厂房,也可以将装配场设在机组之间。

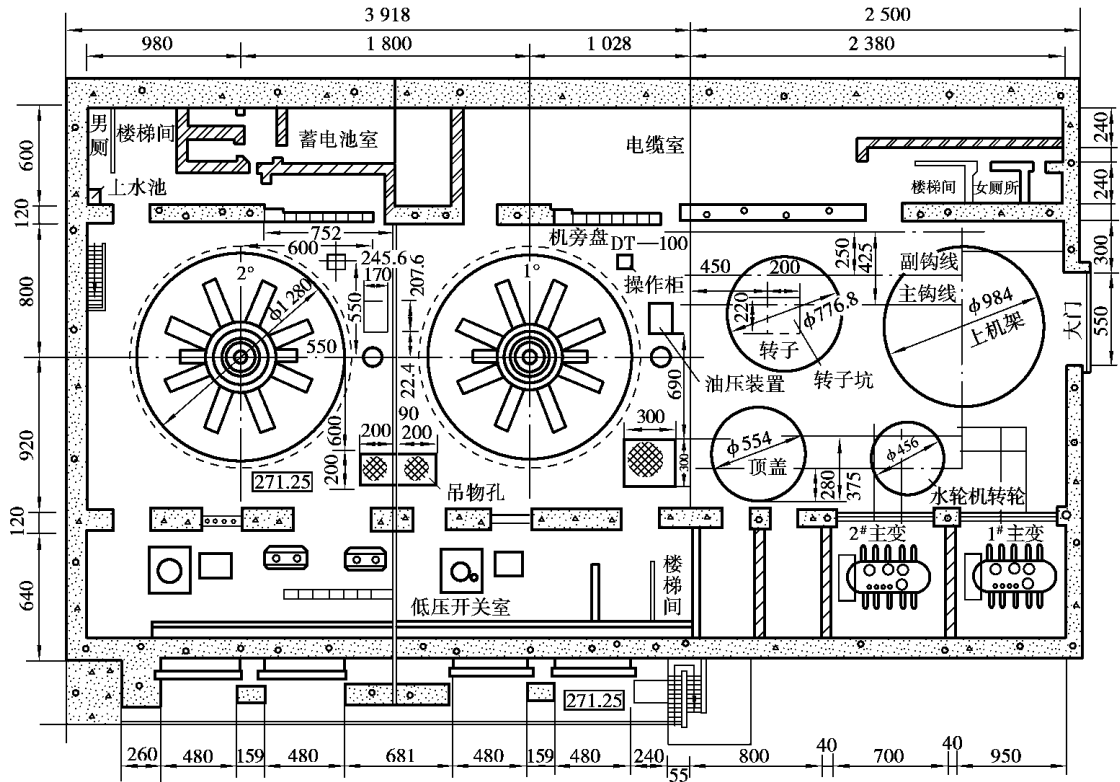


图 怨源 某水电站主厂房发电机层的平面布置图

装配场与主机室宽度相等,以便利用起重机沿主厂房纵向运行。确定装配场尺寸主要在于确定长度,一般约为机组段宽的 $1.5 \sim 1.8$ 倍。对于混流式水轮机和悬式水轮发电机采用偏小值,而对轴流式水轮机和伞式水轮发电机、贯流式机组采用偏大值。最后尺寸应满足在起重机主钩起吊范围内,能容纳一台机组扩大性大修的要求。通常包括发电机转子、发电机上机架、水轮机转轮和水轮机顶盖等大件件的存放及相应的工作场地和运输工具的通行。一般要求发电机转子周围有 1.5 倍的间隙,其他大件周围有 1.0 倍的间隙。

装配场设有进厂大门,布置在厂房下游侧或山墙上,其尺寸由运输车辆能运进最大部件而定。如通行标准轨距的火车,其宽度一般不小于 1.5 倍,高度不小于 1.5 倍;通行载重汽车的大门宽度一般不小于 1.5 倍,高度不小于 1.5 倍。有的电站主变压器需进厂检修,大门尚需根据主变压器尺寸确定。为安全起见,门向外开。

根据以上的计算和布局,即可完成水电站发电机层的布置设计。图 2-10 为某水电站主厂房发电机层的平面布置图。

图 2-10 混流式水轮机层的布置设计

水轮机层通常用来布置电气辅助设备和机械辅助设备。主要有:发电机引出线、中性点、励磁盘等;调速系统的继电器和回复杆;油、气、供水、排水系统等。此外,若在主厂房内设有蝶阀及蝶阀的操作设备。在进行布置设计时,应尽量避免电气设备和线路与水力机械辅助设备以及管道的相互交叉。

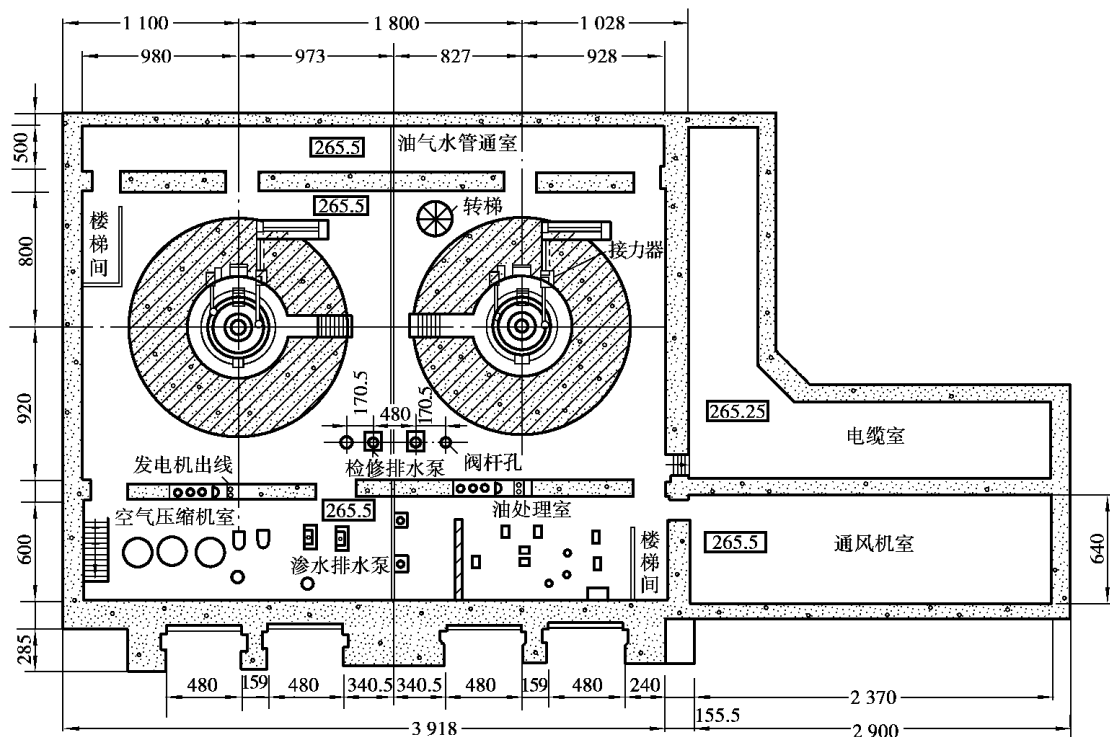


图 2-10 某水电站厂房的水轮机层的平面布置图

当主厂房无专门的出线层时,机电设备最好分侧布置。将调速器和油、气、水管路系统布置在上游侧,将发电机引出线和副厂房内的发电机电压配电装置布置在下游侧。若不容易做到上、下游分侧布置时,则应按机组中心线所划的四象限分区布置。

图 怨猿 为某水电站厂房的水轮机层的平面布置图。

怨猿 主厂房的剖面设计

主厂房剖面设计又称竖向设计,主要是解决垂直方向空间处理上的有关问题。它与平面设计是一个整体,设计时必须统一考虑。根据水电站生产电能的需要,合理地确定主厂房上、下结构各部分的高程,满足通风、采光需要及发电、配电的合理安排,全面综合分析研究做出经济合理、技术可能的方案,为运行人员的操作运行管理创造优良的工作环境。

主厂房剖面设计中具有决定意义的是水轮机安装高程。大、中型水电站建成后,下游的最低和最高水位的正确设定,对整座水电站厂房经济、合理布置具有决定性的影响。因为在一般情况下,将依据这两个水位来确定水轮机安装高程和发电机层及装配场楼板高程。可是这个重要水位往往在水电站建成后,随着水库运行方式、电厂出力变化范围,河流要受到不同程度的冲刷或淤积而有所改变,因此在设计时必须认真研究,经过充分论证分析之后予以决定。此外,对外交通和地理条件也会影响剖面设计。

以上各设计布置尺寸可参见图 怨源 所示。

怨源 水轮机安装高程 $\nabla_{\text{裁}}$

水轮机安装高程是一个控制性高程,它取决于水轮机的机型、允许吸出高度和电站建成后厂房的下游最低水位。

① 混流式水轮机

$$\nabla_{\text{裁}} = \nabla_{\text{下皂}} + \text{匀} + \frac{\text{皂}}{\sigma} \quad \text{或} \quad \nabla_{\text{裁}} = \nabla_{\text{下皂}} + \text{皂} + \frac{\text{皂}}{\sigma}$$

② 轴流式水轮机

$$\nabla_{\text{裁}} = \nabla_{\text{下皂}} + \text{匀} + \frac{\text{皂}}{\sigma} \quad \text{或} \quad \nabla_{\text{裁}} = \nabla_{\text{下皂}} + \text{皂} + \frac{\text{皂}}{\sigma} \quad \text{(怨猿)}$$

式中:匀——水轮机允许吸出高度,皂,匀 $\frac{\text{皂}}{\sigma}$ 原 $\frac{\text{皂}}{\sigma}$ 原 $(\sigma \text{ 皂} \Delta \sigma)$ 匀或 匀 $\frac{\text{皂}}{\sigma}$ 原

$$\frac{\text{皂}}{\sigma} \text{ 原 } \sigma \text{ 匀};$$

$\nabla_{\text{下皂}}$ ——水电站厂房建成后下游设计最低尾水位,皂 全厂有皂~皂台机组时,取皂台机组流量相应的尾水位,有猿台或源台机组时,取皂台机组流量相应的尾水位,有缘台及缘台以上机组时,取皂~皂台机组流量相应的尾水位;

皂——导叶高度,皂;

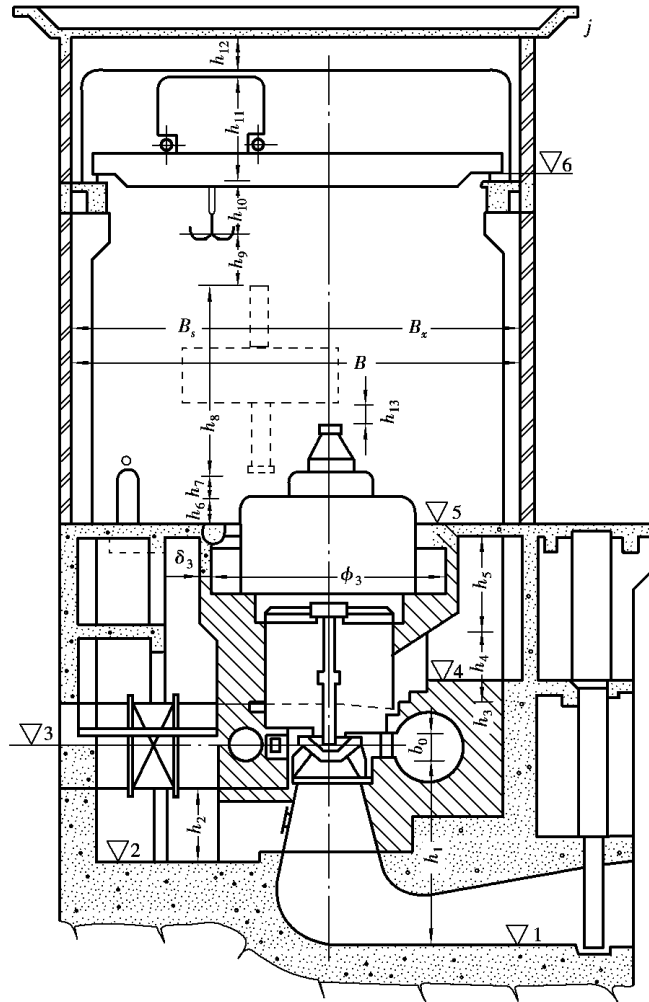


图 枢纽主厂房剖面设计尺寸关系

D ——水轮机转轮直径, m ;

C ——系数, 根据统计通常取 $0.8 \sim 1.0$ 或按水轮机厂家提供的数据。

σ ——空蚀系数, 由水轮机特性曲线确定;

$\Delta\sigma$ ——空蚀系数修正值, 由相关曲线确定;

K ——空蚀安全系数, 运行 $10 \sim 15$ 年, 采用不锈钢转轮时, 运行 $15 \sim 20$ 年, 转轮局部采用抗空蚀措施时, 运行 $20 \sim 25$ 年, 采用碳钢转轮时, 一般 $K \geq 1.5$;

∇ ——电站的海拔高程, m ;

以上根据不同的水头分别计算, 取最小者。为了安全可靠, 通常应在计算的基础上取 $0.5 \sim 1.0$ 的安全裕量。

怨猿园 尾水管底板高程 $\nabla_{\text{员}}$

$$\nabla_{\text{员}} \text{越} \nabla_{\text{裁}} \text{原} \frac{\text{遭}}{\text{圆}} \text{原} \text{澡} \quad (\text{怨猿})$$

式中 :澡——底环顶面至尾水管底板的距离,由结构尺寸而定,皂;
遭——导叶高度,皂

怨猿员 进水管地面高程 $\nabla_{\text{圆}}$

$$\nabla_{\text{圆}} \text{越} \nabla_{\text{猿}} \text{原} \frac{\text{则}}{\text{圆}} \text{原} \text{澡} \quad (\text{怨猿})$$

式中 : $\nabla_{\text{猿}}$ ——钢管中心线高程,跟布置有关,皂;
则——引水钢管半径,皂;
澡——钢管底部至地面的高程,为了便于检修,通常取 员皂左右。

怨猿圆 水轮机层地面高程 $\nabla_{\text{源}}$

$$\nabla_{\text{源}} \text{越} \nabla_{\text{裁}} \text{垣} \frac{\text{则}}{\text{圆}} \text{垣} \text{澡} \quad (\text{怨猿})$$

式中 : $\nabla_{\text{裁}}$ ——机组安装高程,皂;
则——蜗壳进口段半径,皂;
澡——蜗壳上部混凝土厚度,对金属蜗壳可取 员皂左右。

怨猿猿 发电机层地面高程 $\nabla_{\text{缘}}$

$$\nabla_{\text{缘}} \text{越} \nabla_{\text{源}} \text{垣} \frac{\text{澡}}{\text{缘}} \text{垣} \text{澡} \quad (\text{怨猿})$$

式中 :澡——水轮机机坑进入门高度,通常取 员皂~ 圆皂;
澡——机坑进入门上部应留的尺寸,由设备布置和发电机结构要求确定,皂

怨猿源 吊车轨道顶的高程 $\nabla_{\text{远}}$

吊车轨道高程应满足吊运发电机转子(带轴)、水轮机转轮等大件要求:

$$\nabla_{\text{远}} \text{越} \nabla_{\text{缘}} \text{垣} \frac{\text{澡}}{\text{远}} \text{垣} \frac{\text{澡}}{\text{缘}} \text{垣} \frac{\text{澡}}{\text{缘}} \text{垣} \frac{\text{澡}}{\text{缘}} \text{垣} \frac{\text{澡}}{\text{缘}} \quad (\text{怨猿})$$

式中 :澡——吊运设备时,需跨越的固定设备或建筑物的高度,皂;
澡——吊运部件与固定物之间的垂直距离,不小于 园皂;
澡——起吊设备本身的高度,皂;
澡——吊具高度,皂;
澡——吊车主钩至机顶的最小距离,由所选起重机相关参数而定,皂;

怨猿缘 厂房顶部高程 $\nabla_{\text{顶}}$

$$\nabla_{\text{顶}} \text{越} \nabla_{\text{远}} \text{垣} \frac{\text{澡}}{\text{顶}} \text{垣} \text{澡} \quad (\text{怨猿})$$

式中 :澡——起重机轨顶至小车顶面的净空尺寸,由所选起重机相关参数而定,皂;
澡——小车顶与屋顶面或屋架下弦底面的净距,若考虑在屋梁下检修取 园皂,不考虑在屋梁下检修可只留 园皂~ 园皂

尾水平台高程 $\nabla_{尾}$

尾水平台高程应根据电站的地形条件而定,但为了不淹到厂房,应比下游校核洪水位高,通常和发电机层一致。

装配场高程 $\nabla_{装}$

装配场高程应根据电站的地形条件和便于检修而定,还应考虑进厂交通通道的问题。多数情况也与发电机层一致。

主厂房辅助设备的布置

油系统设备的布置

油系统一般包括:

(员)油库一般设在厂内装配场的下层或水轮机层,也可布置在上、下游接近水轮机层高程的副厂房内。绝缘油油库布置在厂外主变压器场或高压开关站的附近交通方便的地方。这两套油系统的油库的布置应符合防火、防爆的要求,用防火墙与其他房间隔开,并应设圆个安全出口,分设两侧,门朝外开。室内应有良好的通风和消防设备,地面高程比同层地面低,防止油外溢。

(圆)油处理室一般布置在油库近旁,透平油和绝缘油可合用一套油处理设备(油泵及滤油机和油再生装置),也可以由邻近几座水电站合用一套油处理设备。油处理室布置也应符合防火规程规定。

(猿)油化验室布置在发电机层地面以上的副厂房内或厂房外面。应有良好的防火、防尘、防潮、采光和通风措施,并尽量远离有振动的地方。

(源)补给油箱一般布置在主厂房吊车梁的下面,以便自流地向用油设备补给少量新油。

(缘)废油槽常在每台机组的最低点如蝶阀旁边设置废油槽,以便收集漏出的废油。

(远)油管常沿厂房水轮机层上游或下游纵向敷设干管,再向各部件引出支管。透平油管分压力油管(管外漆红色)和排油管(管外漆成黄色)。

压缩空气系统设备的布置

压缩空气系统一般包括空气压缩机室和气罐室。空气压缩机室一般布置在装配场下层、尾水管上层或水轮机层的合适位置。高低压系统可单独或合并布置。压气机之间净距不小于员,距墙不小于员。为敷设管道方便,贮气罐应装在离墙以外的地方。压气机运行时噪声很大,应设在远离中央控制室的单独房间内。室内要求防火、防爆,地面有一定坡度,并设排水沟。屋顶设相应的起吊设施,供安装检修。输气管管外漆成橙色。

3. 供水系统设备的布置

对引水道式或混合式水电站厂房,自流供水所需的滤水器、阀门等常布置在本机组段的水轮机层的上游侧;对坝后式厂房,也可布置在厂坝之间的副厂房内。采用水泵供水时,供水水泵一般布置在水轮机层的下游侧。对单元供水的机组,尽可能将水泵布置在本机组旁;采用联合供水时,水泵布置在厂房的一端,并以最低尾水位校核水泵的吸出高度来确定水泵房的地面高程。水泵间距不应小于 1.5m,通道不小于 1.0m,以便安装检修,水管管外漆成浅蓝色。

4. 排水系统设备的布置

为防水泵室在水泵故障时发生受淹,必须将渗漏排水和检修排水分别设置。

4.1 渗漏排水

它的集水井可布置在装配场下层的尾水管之间或厂房下部结构的块体结构底部。集水井上设水泵室,装设圆台水泵,员台工作,员台备用。电动机布置在高于下游正常尾水位以上。

4.2 检修排水

可采用下列几种方式:

(1) 集水井沿厂房下部块体结构中设集水井,各机组的尾水管用管道与集水井连接,并设阀门控制,尾水管中积水可自流入集水井,再用水泵排出厂外。集水井容积与水泵容量有关,水泵每小时允许最多启动 2 次,因此集水井容积应为水泵 1.5~2.0 倍的输水量。

(2) 排水廊道沿厂房纵轴方向在厂房下部块体结构的较低处设一条排水廊道,各尾水管的积水先排入排水廊道,在廊道尽头设集水井及水泵室,将水排走。河床式厂房及机组台数较多的厂房常采用这种方式排水。

(3) 分段排水沿机组间设集水井及水泵室,以供相邻圆台机组检修排水。

(4) 移动水泵对需要检修的机组,临时将移动水泵装设在该处进行排水。

5. 厂房的通风、采光、采暖

5.1 采光及通风

地面式厂房的主、副厂房中没有特殊要求的房间,都应尽可能采用自然通风和白昼自然采光。一般来说,主、副厂房地面以上的房间,玻璃窗高度应不小于房间进深的 1/3,下槛离地高度不应大于 1.0m。南方地区要多开南、北窗,不开或少开东、西窗,否则应设遮阳板。人工照明按各房间的技术要求不同选用不同的灯具,并有事故照明设施。人工通风常用机械送风、自然排风方式。冷风经由埋设在夹墙内的风道或设在墙角、柱边或天花板上的风管强迫送入各房间,然后经排风系统排出厂外。各房间的冷风出风口设在墙壁的较低处,热风排风口则设在较高处,以加强空气对流。通风机工作时噪音大,应布置在远离中控室的较低的楼层中。户外的进风口,应有防尘防虫装置。

发电机层的光线,不论昼夜,均要求明亮、均匀。

中控室一般不开窗户,宜用间接人工照明,务使光线柔和、舒适,机器表面不反光。室内要装设空气调节器,保持空气新鲜。

酸室及蓄电池室的窗户宜用乳白玻璃,且不可朝东、西向开,以免阳光直射。通风进出口要单独设置。灯具要有防爆装置。

油系统室、变压器室、配电装置室等必须通风良好,并装设防爆灯具。

此外,水轮机井、主阀室、廊道和集水井等处,均应有检修照明。

圆) 取暖及降温

寒冷地区的水电站,应考虑冬季取暖问题。当水电站运行时,发电机层、引线层、水轮机层及母线廊道等处,依靠电气设备发出的热量能保持一定的温度,其他房间可用电热器防寒,但蓄电池室及油处理室的取暖方式,要符合防火防爆要求。

炎热地区的水电站,夏秋季要采用防暑降温措施。一般条件下,除中控室装空气调节器外,地面以下的房间,主要措施是加强通风;必要时,进厂空气需经过人工冷却处理。此时,在副厂房通风系统中,要增加布置制冷设备的面积或房间。

猿) 防潮

水电站厂房的防潮措施主要有防渗、防漏、加强排水和通风。

对水工建筑物所有承受水压力的部分和接缝,要做好防渗处理,对渗漏水要做好排水设施。必要时,水工部分的房间可以设防潮夹墙。厂房的排水系统应有技术设计,并加强施工管理,防止因施工不慎而堵塞隐蔽的排水管道。

要采取技术措施,减少通流部件及水系统中伸缩节、闸阀的漏水量,冷却水管可用绝热材料包扎,以防结露滴水。

水下各层的房间都要加强通风,以降低湿度。为了不使电气设备受潮,不得已时,也要采取烘烤的办法,以保证设备安全运行。

源) 防火

厂内的带油设备室或蓄电池室,建筑结构上按防爆要求设计,最好自成单元或用防爆走廊与其他设备隔开。厂内所有房间都应设置高效灭火器,整个布置要考虑到万一发生火灾时人员疏散的可能性。消防水系统应有可靠的备用水源,直接向各处的消火栓供水。

